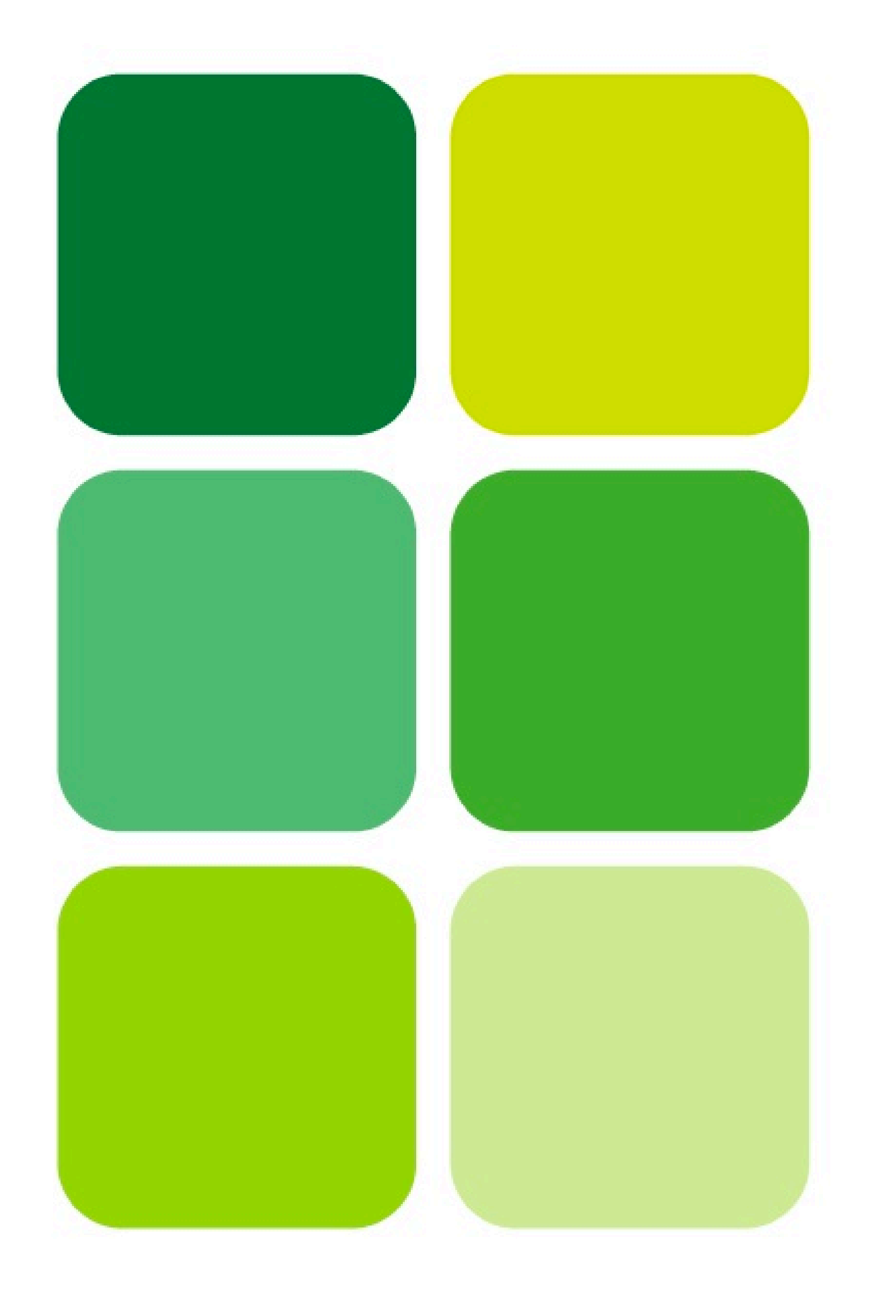


www.sapientia.uji.es | 155

Problemas resueltos de termotecnia

Ramon Cabello López,
Rodrigo Llopis Doménech
Daniel García Sánchez-Vacas



Col·lecció «Sapientia», núm. 155

PROBLEMAS RESUELTOS DE TERMOTECNIA

Ramon Cabello López,
Rodrigo Llopis Doménech,
Daniel García Sánchez-Vacas

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción

Área de Máquinas y Motores Térmicos
Código de asignatura: ET1037 y EM1022



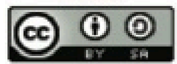
Edita: Publicacions de la Universitat Jaume I. Servei de Comunicació i Publicacions
Campus del Riu Sec. Edifici Rectorat i Serveis Centrals. 12071 Castelló de la Plana
http://www.tenda.uji.es e-mail: publicacions@uji.es

Col·lecció Sapientia 155
www.sapientia.uji.es
Primera edició, 2019

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Publicacions de la Universitat Jaume I és una editorial membre de l'UNE, cosa que en garanteix la difusió de les obres en els àmbits nacional i internacional. www.une.es



Aquest llibre, de contingut científic, ha estat avaluat per persones expertes externes a la Universitat Jaume I, mitjançant el mètode denominat revisió per iguals, doble cec.

Introducción

Los autores de este libro hemos puesto en marcha las asignaturas relacionadas con la termotecnia en los Grados de Ingeniería en Tecnologías Industriales e Ingeniería Mecánica de la Universitat Jaume I. Tras varios años impartiéndolas, hemos recopilado una amplia colección de problemas resueltos que hemos ido puliendo durante los diferentes cursos académicos. Estos problemas están ajustados al contenido de las asignaturas. Cada sección del libro se relaciona con un tema de las asignaturas y comienza con uno o dos problemas básicos, para ir a una mayor complejidad en los siguientes problemas. Los problemas tienen una resolución muy detallada y acompañada de figuras ilustrativas con la intención de favorecer el aprendizaje autónomo del alumno. El libro está acompañado por un completo anexo en el que figuran todos los datos, tablas y diagramas necesarios para resolver los problemas.

Con la publicación de este libro esperamos dotar a los alumnos de una herramienta para la mejor comprensión de los conocimientos impartidos en las asignaturas de termotecnia.

Índice

Problemas ciclo Brayton

Problemas MCIA

Problemas Refrigeración. Compresión de vapor

Apéndices

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMAS
DE COMBUSTIÓN

Índice

PROBLEMA 1

Dada una muestra de antracita con la siguiente composición gravimétrica (másica):

Carbono	Hidrógeno	Oxígeno	Nitrógeno	Azufre	Cenizas
C = 90%	H_2 = 3%	O_2 = 2,5%	N_2 = 1%	S = 0,5%	3%

Se realiza la combustión con aire húmedo a 25 °C, presión atmosférica y una humedad relativa del 70%

Determinar

a) **Relación másica de aire/combustible teórico a suministrar.**
b) **Si tenemos un exceso de aire del 20% determinar la nueva relación másica aire/combustible y la composición de los gases de escape.**
c) **Determinar la temperatura de condensación de los gases de escape.**

SOLUCIÓN

a) Combustión teórica

La composición gravimétrica presenta la composición en masa de cada sustancia que compone el combustible.

Las sustancias que participarán en la reacción de combustión serán el C, H_2 y S. Las reacciones que tendrán lugar serán:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$$

$$S + O_2 \rightarrow SO_2$$

La cantidad teórica de oxígeno expresada en base molar será:

$$O_{2,min} = \frac{1\ kmol\ de\ O_2}{1kmol\ de\ C} \cdot C + \frac{0{,}5\ kmol\ de\ O_2}{1kmol\ de\ H_2} \cdot H_2 + \frac{1\ kmol\ de\ O_2}{1kmol\ de\ S} \cdot S - O_2$$

Siendo C, H2, S y O2 las concentraciones molares.

Puesto que conocemos la composición másica elemental del combustible, será más conveniente expresar la relación anterior en términos másicos, para ello, basta con multiplicar el valor en moles por el peso molecular (PM = kg/kmol).

$$O_{2,min} = \frac{32\frac{kg}{kmol}\cdot 1\ kmol\ de\ O_2}{12\frac{kg}{kmol}\cdot 1kmol\ de\ C}\cdot C + \frac{32\frac{kg}{kmol}\cdot 0{,}5\ kmol\ de\ O_2}{2\frac{kg}{kmol}\cdot 1kmol\ de\ H_2}\cdot H_2 + \frac{32\frac{kg}{kmol}\cdot 1\ kmol\ de\ O_2}{32\frac{kg}{kmol}\cdot 1kmol\ de\ S}\cdot S - O_2$$

$$O_{2,min} = 2{,}67\frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ C}\cdot C + 8\frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ C}\cdot H_2 + 1\frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ C}\cdot S - O_2$$

Siendo C, H2, S y O2 las concentraciones molares.

$$O_{2,min} = 2{,}67\cdot 0{,}9 + 8\cdot 0.03 + 1\cdot 0.005 - 0.025 = 2{,}62\frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ comb}$$

Si en lugar de conocer la cantidad de oxígeno en masa, la queremos determinar en volumen, deberemos dividir la expresión anterior por el peso molecular del oxígeno y multiplicar por 22,4.

$$O_{2,min} = 2{,}62\frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ comb} = 2{,}62\cdot\frac{1}{32\frac{kg}{kmol}}\cdot 22{,}4\frac{Nm^3}{kmol}\frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ comb} = 1{,}869\frac{Nm^3 de\ O_2}{kg\ de\ comb}$$

Conociendo que la composición másica del aire seco es de 0,236% de O2 y 0,764% de N2, podemos determinar la cantidad de aire teórico a suministrar para oxidar 1kg del combustible analizado.

$$A_{s,min} = O_{2,min}\frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ comb}\cdot\frac{1}{0{,}236}\frac{kg\ de\ Aire}{kg\ de\ O_2} = 11{,}102\frac{kg\ de\ Aire}{kg\ de\ comb}$$

Calculando en términos de volumen de aire seco por kg de combustible:

$$A_{s,min} = O_{2,min}\frac{Nm^3 de\ O_2}{kg\ de\ comb}\cdot\frac{1}{0{,}21}\frac{Nm^3\ de\ Aire}{Nm^3 de\ O_2} = 8{,}9\frac{Nm^3\ de\ Aire}{kg\ de\ comb}$$

Dado que estamos tratando con aire húmedo, deberemos calcular el contenido en vapor de agua de dicho aire, para así determinar la masa y volumen de dicho aire húmedo. En primer lugar, deberemos calcular la humedad específica (kg_v/kg_{as}), para ello utilizaremos la correlación de Antoine con los coeficientes propios del agua:

$$log(p_{vs}) = \frac{7{,}5\cdot(T_s - 273{,}15)}{T_s - 35{,}85} + 2{,}7858 \qquad \text{T (K) y p (Pa)}$$

p_{vs}(298,15K) = 3.165 Pa → p_v = HR · p_{vs} = 0,7 · 3.165 = 2.215,6 Pa

$$w = 0{,}622\cdot\frac{p_v}{p_T - p_v} = 0{,}0139\frac{kg_v}{kg_{as}}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$A_{h,min} = A_{s,min} + w \cdot A_{s,min} = A_{s,min} \cdot (1 + w) = 11{,}102 \cdot 1{,}0139$$
$$= 11{,}535 \frac{kg\ de\ Aire_h}{kg\ de\ comb}$$

$$A_{h,min} = A_{s,min} + w \cdot \frac{PM_{as}}{PM_v} \cdot A_{s,min} = \left(1 + \frac{w}{0{,}622}\right) \cdot A_{s,min} = \left(1 + \frac{0{,}0139}{0{,}622}\right) \cdot 8{,}9 =$$
$$= 9{,}098 \frac{Nm^3\ de\ Aire_h}{kg\ de\ comb}$$

Para conocer el volumen de aire en condiciones reales de funcionamiento (T = 25 °C, HR = 70%, p = 101325Pa) y no en condiciones normales:

$$\left.\frac{p \cdot V}{T}\right|_{c.N} = \frac{p \cdot V'}{T'} \rightarrow V' = \frac{9{,}098}{273{,}15} \cdot 298{,}15 = 9{,}93 \frac{m^3\ de\ Aire_h}{kg\ de\ comb}$$

b) Exceso de aire del 20% ($\lambda = 1{,}2$)

En el caso de operar con un 20% de exceso de aire, obtendríamos los siguientes valores para el aire seco:

$$A_s = (1 + 0{,}2) \cdot A_{s,min} = 13{,}32 \frac{kg\ de\ Aire_s}{kg\ de\ comb} \equiv 10{,}3 \frac{Nm^3 de\ Aire_s}{kg\ de\ comb}$$

Pasando a analizar los gases de combustión deberemos determinar, por kilo de combustible, el contenido de:

- CO_2 procedente de la combustión del carbono (V_{CO2}),
- H_2O procedente de la combustión del hidrógeno y de la humedad del aire comburente (V_{H2O}),
- SO_2 procedente de la combustión del azufre (V_{SO2}),
- N_2 procedente del aire húmedo comburente (V_{N2}),
- O_2 procedente del exceso de aire empleado (V_{O2}).

$$V_{CO2} = \frac{44\ kg\ de\ CO_2}{12\ kg\ de\ C} \cdot C = \frac{44}{12} \frac{kg\ de\ CO_2}{kg\ de\ C} \cdot 0{,}9 \frac{kg\ de\ C}{kg\ de\ Comb} = 3{,}3 \frac{kg\ de\ CO_2}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{CO2} = 3{,}3 \frac{kg\ de\ CO_2}{kg\ de\ Comb} \cdot \frac{1}{44 \frac{kg\ de\ CO_2}{kmol}} \cdot 22{,}4 \frac{Nm^3 de\ CO_2}{kmol} = 1{,}68 \frac{Nm^3 de\ CO_2}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{SO2} = \frac{64\ kg\ de\ CO_2}{32\ kg\ de\ S} \cdot S = \frac{64}{32} \frac{kg\ de\ CO_2}{kg\ de\ S} \cdot 0{,}005 \frac{kg\ de\ S}{kg\ de\ Comb} = 0{,}01 \frac{kg\ de\ SO_2}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{SO2} = 0{,}01 \frac{kg\ de\ SO_2}{kg\ de\ Comb} \cdot \frac{1}{64 \frac{kg\ de\ SO_2}{kmol}} \cdot 22{,}4 \frac{Nm^3 de\ SO_2}{kmol} = 0{,}0035 \frac{Nm^3 de\ SO_2}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{H2O} = \frac{18\ kg\ de\ H_2O}{2\ kg\ de\ H_2} \cdot H_2 = \frac{18\ kg\ de\ H_2O}{2\ kg\ de\ H_2} \cdot 0{,}03 \frac{kg\ de\ H_2}{kg\ de\ Comb} = 0{,}27 \frac{kg\ de\ H_2O}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{H2O} = 0{,}27 \frac{kg\ de\ H_2O}{kg\ de\ Comb} \cdot \frac{1}{18 \frac{kg\ de\ H_2O}{kmol}} \cdot 22{,}4 \frac{Nm^3 de\ H_2O}{kmol} = 0{,}336\ \frac{Nm^3 de\ SO_2}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{Humedad} = w \frac{kg\ de\ H_2O}{kg\ de\ Aire_s} \cdot A_s \frac{kg\ de\ Aire_s}{kg\ de\ comb} = 0{,}0139 \cdot 13{,}32 = 0{,}185 \frac{kg\ de\ H_2O}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{Humedad} = 0{,}185 \frac{kg\ de\ H_2O}{kg\ de\ Comb} \cdot \frac{1}{18 \frac{kg\ de\ H_2O}{kmol}} \cdot 22{,}4 \frac{Nm^3 de\ H_2O}{kmol} = 0{,}23 \frac{Nm^3\ de\ H_2O}{kg\ de\ Comb}$$

$$V'_{H_2O} = V_{H_2O} + V_{Humedad} = 0{,}27 + 0{,}185 = 0{,}455 \frac{kg\ de\ H_2O}{kg\ de\ Comb}$$

$$V'_{H_2O} = V_{H_2O} + V_{Humedad} = 0{,}336 + 0{,}23 = 0{,}566 \frac{Nm^3\ de\ H_2O}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{N_2} = N_2 + 0{,}764 \frac{kg\ de\ N_2}{kg\ de\ Aire_s} \cdot A_s \frac{kg\ de\ Aire_s}{kg\ de\ comb} = 0{,}01 + 0{,}764 \cdot 13{,}32$$

$$= 10{,}184 \frac{kg\ de\ N_2}{kg\ de\ comb} = 10{,}184 \cdot \frac{22{,}4\ Nm^3/kmol}{28\ kg/kmol} = 8{,}14\ \frac{Nm^3\ de\ N_2}{kg\ de\ Comb}$$

$$V_{O_2} = 0{,}236 \frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ Aire_s} \cdot (\lambda - 1) \cdot A_{s,min} \frac{kg\ de\ Aire_s}{kg\ de\ comb} = 0{,}236 \cdot 0{,}2 \cdot 11{,}102$$

$$= 0{,}517 \frac{kg\ de\ O_2}{kg\ de\ comb} = 0{,}517 \cdot \frac{22{,}4\ Nm^3/kmol}{32\ kg/kmol} = 0{,}362\ \frac{Nm^3\ de\ O_2}{kg\ de\ Comb}$$

El volumen de gases de combustión por kilo de combustible será:

$$V_{gc} = V'_{H_2O} + V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} =$$

$$= 0{,}455 + 3{,}3 + 0{,}01 + 10{,}18 + 0{,}517 = 14{,}467 \frac{kg}{kg\ de\ Comb}$$

$$= 0{,}566 + 1{,}68 + 0{,}0035 + 8{,}14 + 0{,}362 = 10{,}75 \frac{Nm^3}{kg\ de\ Comb}$$

El volumen seco de gases de combustión por kilo de combustible será:

$$V_{gc,s} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} = 3{,}3 + 0{,}01 + 10{,}18 + 0{,}517 = 14{,}012 \frac{kg}{kg\ de\ Comb}$$

$$= 1{,}68 + 0{,}0035 + 8{,}14 + 0{,}362 = 10{,}18 \frac{Nm^3}{kg\ de\ Comb}$$

	x_i $\left(\frac{\mathbf{kg}}{\mathbf{kg\ de\ Comb}}\right)$	**%masa**	y_i $\left(\frac{\mathbf{kmol}}{\mathbf{kg\ de\ Comb}}\right)$	**%molar**
CO2	3,3	22,82	0,075	15,62
SO2	0,01	0,07	0,00015	0,03
H2O	0,455	3,15	0,0253	5,27
O2	0,517	3,58	0,016	3,36
N2	10,18	70,40	0.364	75,72
Total	14,46	100,01	0,48	100,00

c) Temperatura de condensación

Para determinar la temperatura de condensación de los gases de escape, calcularemos la presión parcial del vapor de agua en éstos. Partiendo del porcentaje molar tendremos que:

$$\frac{p_v}{p_T} = \frac{n_{H2O}}{n_T} \rightarrow p_v = y_{H2O} \cdot p_T = \frac{0{,}0253\ \ kmol_{H2O}/kg_{comb}}{0{,}48\ \ kmol_{H2O}/kg_{comb}} \cdot 101.325 = 5.340{,}4\ Pa$$

Sustituyendo la presión en la expresión de Antoine, despejaremos la correspondiente temperatura de saturación:

$$log(p) = \frac{7{,}5 \cdot (T_{sat} - 273{,}15)}{T_{sat.} - 35{,}85} + 2{,}7858$$

Obtenemos T_{sat} = 307,17 K = 34 °C

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 2

La composición molar de un gas combustible es:

H_2	CO	CH_4	C_4H_8	O_2	N_2	CO_2
49,4 %	18 %	20%	2%	0,4 %	6,2 %	4%

Se realiza la combustión con aire húmedo a 25 °C, presión atmosférica y una humedad relativa del 70%

Determinar

a) **Relación volumétrica mínima de aire/combustible húmedo a suministrar a 25 °C.**
b) **Si tenemos un exceso de aire del 20% determinar la nueva relación másica aire/combustible y la composición de los gases de escape.**
c) **Determinar la temperatura de condensación de los gases de escape.**

SOLUCIÓN

a) Relación volumétrica mínima aire/combustible

Dados los componentes de la mezcla gaseosa, las reacciones de oxidación que tendremos serán:

$H_2 + 1/2\ O_2 \rightarrow H_2O$

$CO + 1/2\ O_2 \rightarrow CO_2$

$CH_4 + 2 \cdot O_2 \rightarrow CO_2 + 2 \cdot H_2O$

$C_4H_8 + 6 \cdot O_2 \rightarrow 4 \cdot CO_2 + 4 \cdot H_2O$

El oxígeno necesario para la oxidación será:

$$O_{2,min} = 0{,}5 \cdot H_2 + 0{,}5 \cdot CO + 2 \cdot CH_4 + 6 \cdot C_4H_8 = 0{,}5 \cdot 0{,}494 + 0{,}5 \cdot 0{,}18 + 2 \cdot 0{,}2 + 6 \cdot 0{,}02 - 0{,}004 = 0{,}853\ {}^{Nm^3O_2}/_{Nm^3Comb}$$

Por lo tanto, la cantidad de aire seco mínimo será:

$$\boldsymbol{A_{s,min}} = \frac{O_{2,min}}{0{,}21} = 4{,}062\ {}^{Nm^3As}/_{Nm^3Comb}$$

Dado que estamos tratando con aire húmedo, deberemos calcular el contenido en vapor de agua de dicho aire, para así determinar la masa y volumen de dicho aire húmedo. En primer lugar deberemos calcular la humedad específica (kg_v/kg_{as}):

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

R = 22.105.649,25 ; A = − 27.405,526 ; B = 97,5413 C = − 0,146244 ; D = 0,12558e − 3 ; E = − 0,48502e − 7 F = 4,34903 ; G = 0,39381e − 2

$$ln\left(\frac{P_{vs}}{R}\right) = \frac{A + B{\cdot}T + C{\cdot}T^2 + D{\cdot}T^3 + E{\cdot}T^4}{F{\cdot}T - G{\cdot}T^2}$$

p_{vs}(298,15K) = 3.165 Pa →p_{v} = HR · p_{vs} = 0,7 · 3.165 = 2.215,6 Pa

$$w = 0{,}622 \cdot \frac{p_v}{p_T - p_v} = 0{,}0139 \frac{kg_v}{kg_{as}} = 0{,}0139 \cdot \frac{29}{18} = 0{,}0224 \ ^{kmol_v}\!/_{kmol_{as}} = $$
$$= 0{,}0224 \ ^{Nm_v^3}\!/_{Nm_{as}^3}$$

$$A_{h,min} = A_{s,min} + w \cdot A_{s,min} = A_{s,min} \cdot (1 + w) = 4{,}062 \cdot 1{,}0224$$
$$= 4{,}153 \ ^{Nm_{Ah}^3}\!/_{Nm_{Comb.}^3}$$

Para conocer el volumen de aire en condiciones reales de funcionamiento (T = 25 °C, HR = 70%, p = 101325Pa) y no en condiciones normales:

$$\left.\frac{p \cdot V}{T}\right|_{c.N} = \frac{p \cdot V'}{T'} \rightarrow V' = \frac{4{,}153}{273{,}15} \cdot 298{,}15 = 4{,}533 \ ^{m_{Ah}^3}\!/_{Nm_{Comb.}^3} = A_{h,min}$$

b) Relación aire/combustible con λ = 1,2

Si tenemos un exceso de aire del 20% determinar la nueva relación másica aire/combustible y la composición de los gases de escape

Si el exceso de aire es de un 20% el factor λ será de 1,2, por lo tanto

$$A_s = \lambda \cdot A_{s,min} = 1{,}2 \cdot 4{,}062 = 4{,}874 \ ^{Nm^3 As}\!/_{Nm^3 Comb}$$

$$A_h = \lambda \cdot A_{s,min} + w \cdot \lambda \cdot A_{s,min} = \lambda \cdot A_{s,min} \cdot (1 + w) = 4{,}874 \cdot 1{,}0224$$
$$= 5{,}897 \ ^{Nm_{Ah}^3}\!/_{Nm_{Comb.}^3}$$

Los gases de combustión estarán formados por CO2, H2O, y el Nitrógeno y Oxígeno procedente del aire comburente. En base a las reacciones de oxidación planteadas anteriormente tendremos que:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\boldsymbol{V_{CO_2}} = 1 \cdot CO + 1 \cdot CH_4 + 4 \cdot C_4H_8 = 1 \cdot 0{,}18 + 1 \cdot 0{,}2 + 6 \cdot 0{,}02 = 0{,}5 \; {Nm^3_{CO_2}}/{Nm^3_{comb}}$$

$$\boldsymbol{V_{N_2}} = N_2 + 0{,}79 \cdot \lambda \cdot A_{s,min} = 0{,}062 + 0{,}79 \cdot 1{,}2 \cdot 4{,}062 = 3{,}913 \; {Nm^3 N_2}/{Nm^3 Comb}$$

$$\boldsymbol{V_{O_2}} = (\lambda - 1) \cdot 0{,}21 \cdot \lambda \cdot A_{s,min} = (1{,}2 - 1) \cdot 0{,}21 \cdot 4{,}062 = 0{,}171 \; {Nm^3 O_2}/{Nm^3 Comb}$$

$$\boldsymbol{V'_{H_2O}} = V_{H_2O} + V_{Humedad} = 0{,}974 + 0{,}1092 = 1{,}083 \; {Nm^3_{H_2O}}/{Nm^3_{Comb}}$$

$$V_{H_2O} = 1 \cdot H_2 + 2 \cdot CH_4 + 4 \cdot C_4H_8 = 1 \cdot 0{,}494 + 2 \cdot 0{,}2 + 4 \cdot 0{,}02 = 0{,}974 \; {Nm^3_{H_2O}}/{Nm^3_{Comb}}$$

$$V_{Humedad} = w \; {Nm^3_v}/{Nm^3_{as}} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \; {Nm^3_{As}}/{Nm^3_{comb}} = 0{,}0224 \cdot 1{,}2 \cdot 4{,}062 = $$

$$= 0{,}1092 \; {Nm^3_v}/{Nm^3_{comb.}}$$

$$V_{gc} = V'_{H_2O} + V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} = 0{,}974 + 0{,}1092 + 0{,}5 + 3{,}913 + 0{,}171 = 5{,}67 \frac{Nm^3_{gc}}{Nm^3_{Comb}}$$

$$V_{gc,s} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} = 0{,}5 + 3{,}913 + 0{,}171 = 4{,}58 \frac{Nm^3_{gc,s}}{Nm^3_{Comb}}$$

	y_i $\left(\frac{Nm^3}{Nm^3_{Comb}}\right)$	**%molar** $\left(\frac{kmol}{kmol_{gc}}\right)$	**PM (kg/kmol)**
CO2	0,5	8,82	44
N2	3,913	69,01	28
O2	0,171	3,02	32
H2O	0,974	17,18	18
Humedad	0,1092	1,93	18
Gases Combustión	5,67	99,96	27,33

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

c) Temperatura de condensación de los gases de escape.

Para determinar la temperatura de condensación (temp de rocío) de los gases de escape, calcularemos la presión parcial del vapor de agua en éstos. Partiendo del porcentaje molar tendremos que:

$$\frac{P_v}{P_T} = \frac{n_{H2O}}{n_T}$$

Pv = 101.325 · 0,1911 = 19.363 Pa → despejando de la expresión

$$logP_{vs} = \frac{7,5 \cdot (T_s - 273,15)}{T_s - 35,85} + 2,7858 \;\; con\, T(K) y\, P\,(Pa)$$

T_{sat} = 332,5 K = 59 °C

PROBLEMA 3

Del análisis volumétrico de los gases secos de combustión se extrae la siguiente composición: 9% de CO_2 y 5,25% de O_2. Si la composición volumétrica del combustible empleado es la que se muestra en la tabla. Determinar:

a) Peso molecular del combustible y composición másica del mismo.
b) Cantidad de aire seco para obtener la combustión teórica.
c) Exceso de aire.
d) Porcentaje de vapor de agua en los gases de escape.

Elemento	% vol.
CH_4	82,1
C_2H_4	2,00
C_2H_6	6,00
H_2	0,70
CO	0,40
N_2	8,10
CO_2	0,70
O_2	0,00

SOLUCIÓN

a) Peso Molecular

Para determinar el peso molecular del combustible (PM_c) deberemos de tener en cuenta que la composición volumétrica equivale a la composición molar, por lo tanto, podremos operar de la siguiente manera:

$$PM_c = \sum y_i \cdot PM_i$$
$$= 0{,}821 \cdot 16 + 0{,}02 \cdot 28 + 0{,}06 \cdot 30 + 0{,}007 \cdot 2 + 0{,}004 \cdot 28 + 0{,}081 \cdot 28 + 0{,}007 \cdot 44 = 18{,}198 \frac{kg}{mol}$$

La composición másica la obtendremos dividiendo la fracción de cada elemento en el peso molecular del combustible entre el peso molecular del combustible:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Elemento	%vol. (Nm^3_i/Nm^3_c)	%molar (y_i) mol_i/mol_c	PM_i Kg_i/mol_i	$y_i \cdot PM_i$ Kg_i/mol_c	$\%m_i$ ($x_i \cdot PM_i/PM_c$)
CH_4	0,821	0,821	16	13,14	0,72
C_2H_4	0,02	0,02	28	0,56	0,03
C_2H_6	0,060	0,060	30	1,80	0,10
H_2	0,007	0,007	2	0,01	0,00
CO	0,004	0,004	28	0,11	0,01
N_2	0,081	0,081	28	2,27	0,12
CO_2	0,007	0,007	44	0,31	0,02
O_2	0	0	32	0,00	0,00
TOTAL	1	1	–	PM_c = 18,20	1

b) Cantidad de aire seco teórico

Las reacciones de oxidación que tendrán lugar son:

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$$

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$$

$$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right)O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2}H_2O$$

Por lo tanto, la cantidad de aire necesaria para realizar una combustión teórica será:

$$O_{2,min} = 0{,}5 \cdot H_2 + 0{,}5 \cdot CO + \sum\left[\left(n + \frac{m}{4}\right) \cdot C_nH_m\right]_i =$$

$$= 0{,}5 \cdot 0{,}007 + 0{,}5 \cdot 0{,}004 + 2 \cdot 0{,}821 + 3 \cdot 0{,}02 + 3{,}5 \cdot 0{,}06 = 1{,}917 \frac{Nm^3\ de\ O_2}{Nm^3\ de\ Comb.}$$

$$A_{s,min} = \frac{O_{2,min}}{0{,}21} = \frac{1{,}917}{0{,}21} = 9{,}13 \frac{Nm^3\ de\ Aire}{Nm^3\ de\ Comb.} = 9{,}13 \cdot \frac{28{,}97}{18{,}198} = 14{,}53 \frac{kg\ de\ Aire}{kg\ de\ Comb.}$$

c) Exceso de aire

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Para determinar el índice de exceso de aire, dado que se trata de un combustible gaseoso recurriremos a la expresión:

$$\lambda = 1 + \left(\frac{\%CO_{2,max}}{\%CO_{2,real}} - 1\right) \cdot \frac{V_{gc,s,min}}{A_{s,min}}$$

Por lo tanto, deberemos calcular la concentración de CO_2 en la combustión teórica y el volumen de gases de combustión secos también en una combustión teórica. Este último valor, dada la composición del gas estudiado será:

$$V_{gc,s,min} = V_{CO2,min} + V_{N2,min} = 8{,}286 \frac{Nm^3 \ de \ Gases}{Nm^3 \ de \ Comb.}$$

$$V_{CO_2,min} = 1 \cdot CO_{2,comb} + 1 \cdot CO_{comb} + \sum n_i \cdot C_{ni}H_{mi} =$$

$$= 0{,}007 + 0{,}004 + 0{,}821 + 2 \cdot 0{,}02 + 2 \cdot 0{,}06 = 0{,}992 \frac{Nm^3 \ de \ CO_2}{Nm^3 \ de \ Comb.}$$

$$V_{N_2,min} = V_{N_2,A,min} + V_{N_2,Comb} = 0{,}79 \cdot A_{s,min} + 0{,}081 = 7{,}294 \frac{Nm^3 \ de \ N_2}{Nm^3 \ de \ Comb.}$$

El porcentaje de CO2 en los gases de combustión, será:

$$\%CO_{2,max} = \frac{V_{CO_2,min}}{V_{gc,s,min}} \cdot 100 = \frac{0{,}992}{8{,}286} \cdot 100 = 11{,}98\,\% \equiv 0{,}1198 \frac{Nm^3 \ de \ CO_2}{Nm^3 \ de \ Gases}$$

Con todos los datos calculados, el índice de exceso de aire será: $\lambda = 1{,}3$.

d) Porcentaje de vapor de agua en los gases de escape

El $\%H_2O$ en los gases de escape será: $\%H_2O = \frac{V_{H_2O}}{V_{H_2O} + V_{gc,s}}$.

Con los datos que nos dan, el volumen de gases secos lo podemos calcular de forma directa o indirecta.

Forma Directa:

$$V_{gc,s} = V_{CO2} + V_{N2} + V_{O2} = 11{,}02 \frac{Nm^3 \ de \ Gases}{Nm^3 \ de \ Comb.}$$

$$V_{N_2} = N_2 + 0{,}79 \cdot \lambda \cdot A_{s,min} = 0{,}081 + 0{,}79 \cdot 1{,}3 \cdot 9{,}13 = 9{,}45 \ {}^{Nm^3N_2}/_{Nm^3Comb}$$

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot 0{,}21 \cdot A_{s,min} = (1{,}3 - 1) \cdot 0{,}21 \cdot 9{,}13 = 0{,}575 \ {}^{Nm^3O_2}/_{Nm^3Comb}$$

$$V_{CO_2} = 0{,}992 \frac{Nm^3 \ de \ CO_2}{Nm^3 \ de \ Comb.}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Forma Indirecta:

El término correspondiente al volumen de los gases de combustión secos, se determina a partir de la concentración de O_2 en los gases de escape:

$$\%O_{2,real} = \frac{V_{O_2}}{V_{gc,s}} = \frac{0{,}21 \cdot \left(A_s - A_{s,min}\right)}{V_{gc,s}} = \frac{0{,}21 \cdot (\lambda - 1) \cdot A_{s,min}}{V_{gc,s}} \rightarrow$$

$$V_{gc,s} = \frac{0{,}21 \cdot (\lambda - 1) \cdot A_{s,min}}{\%O_{2,real}} = \frac{0{,}21 \frac{Nm^3\ de\ O_2}{Nm^3\ de\ Aire} \cdot 0{,}3 \cdot 9{,}13 \frac{Nm^3\ de\ Aire}{Nm^3\ de\ Comb.}}{0{,}0525\ \frac{Nm^3\ de\ O_2}{Nm^3\ de\ Gases}}$$
$$= 10{,}99\ \frac{Nm^3\ de\ Gases}{Nm^3\ de\ Comb.}$$

La producción de vapor de agua en los gases de escape proviene de la combustión del hidrógeno y de los hidrocarburos presentes en el combustible, por lo tanto, se determinará:

$$V_{H_2O} = 1 \cdot H_2 + \sum \frac{m_i}{2} \cdot C_{ni}H_{mi} = 1 \cdot 0{,}007 + 2 \cdot 0{,}821 + 2 \cdot 0{,}02 + 3 \cdot 0{,}06$$
$$= 1{,}869\ \frac{Nm^3\ de\ H_2O}{Nm^3\ de\ Gases}$$

Por lo tanto, el $\%H_2O$ será:

$$\%H_2O = \frac{1{,}869}{1{,}869 + 10{,}99} \cdot 100 = 14{,}53\ \%$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 4

Una caldera produce un caudal de 10 kg/s de vapor saturado, para lo cual consume 0,5 kg/s de un combustible con una PCI de 45 MJ/kg.

Las pérdidas por gases de combustión representan el 10% de la potencia suministrada, siendo el rendimiento de la combustión de un 99%.

En estas condiciones determinar las pérdidas por transmisión de calor.

Nota: El agua entra a la caldera en condiciones de líquido saturado, siendo su calor latente de evaporación de Δh_{lv} = 1.935 kJ/kg

---

SOLUCIÓN

Dado que no nos aportan información sobre cómo calcular el coeficiente combinado de convección radiación, ni las superficies de intercambio, deberemos determinar las pérdidas por radiación de forma indirecta, es decir, despejándola de la expresión del rendimiento de la caldera:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{úti}}{\dot{Q}_{aportado}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{g,c}}{\dot{Q}_{aportado}} - \frac{\dot{Q}_{tr}}{\dot{Q}_{aportado}} - \frac{\dot{Q}_{inquemados}}{\dot{Q}_{aportado}} =$$

$$= 1 - \xi_{g,c.} - \xi_{tr.} - \xi_{inq.}$$

$$\xi_{tr.} = 1 - \eta_{caldera} - \xi_{g,c.} - \xi_{inq.}$$

Las pérdidas por inquemados tendrán un valor:

$$\eta_{combustión} = 1 - \frac{\dot{Q}_{inquemados}}{\dot{Q}_{aportado}} = 1 - \xi_{inq.} = 0{,}99$$

$$\xi_{inq.} = 1 - 0{,}99 = 0{,}01$$

El rendimiento de la caldera tendrá un valor de:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{úti}}{\dot{Q}_{aportado}} = \frac{\dot{m}_v \cdot \Delta h_{lv}}{\dot{m}_f \cdot PCI} = \frac{10 \cdot 1935}{0{,}5 \cdot 45 \cdot 10^3} = 0{,}86$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Calculados estos valores, las pérdidas por transmisión serán:

$$\xi_{tr.} = 1 - 0{,}86 - 0{,}1 - 0{,}01 = 0{,}03$$

$$\xi_{tr.} = \frac{\dot{Q}_{tr}}{\dot{Q}_{aportado}} \rightarrow \dot{Q}_{tr} = \xi_{tr.} \cdot \dot{Q}_{aportado} = 0{,}03 \cdot 0{,}5 \cdot 45 \cdot 10^3 = 675\ kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 5

Una caldera pirotubular produce 12.000 kg/h de vapor saturado a 12 bares de presión (la entalpía correspondiente es de 2.784,5 kJ/kg). El agua entra a la caldera a 105 °C en estado de líquido, con una entalpía de 440,5 kJ/g. En estas condiciones se pide:

a. **Determinar la potencia de combustible a suministrar si el rendimiento de la caldera es del 88% y el PCI de 34 MJ/kg.**
b. **La temperatura de los gases de escape si la temperatura ambiente es de 25 °C, el calor específico promedio es de 1,03 kJ/kg °C y el caudal másico de éstos es de 8,5 kg/s. Considerar que el rendimiento de la combustión es del 100% y que el porcentaje de las pérdidas por radiación se puede estimar como:**

$$\xi_{rad.} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\dot{Q}_{aportado}} \cdot 100 = \sqrt{\frac{100}{\dot{m}_v(t/h)}}$$

c. **La temperatura de combustión adiabática.**

SOLUCIÓN

a. La potencia de combustible a suministrar será:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{úti}}{\dot{Q}_{aportado}} \rightarrow \dot{Q}_{aportado} = \frac{\dot{Q}_{úti}}{\eta_{caldera}} = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_{v,sat.} - h_{liq.})}{\eta_{caldera}}$$

$$\dot{Q}_{aportado} = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_{v,sat.} - h_{liq.})}{\eta_{caldera}} = \frac{\frac{12.000}{3.600} \cdot (2784{,}5 - 440{,}5)}{0{,}88} = 8.879\ kW$$

Con el PCI podemos determinar el caudal de combustible:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_{aportado}}{PCI} = \frac{8.879\ kW}{34.000\ {}^{kJ}/_{kg}} = 0{,}2611\ {}^{kg}/_{s}$$

b. Haciendo un balance energético obtendremos que

$$\dot{Q}_{aportado} = \dot{Q}_{útil} + \dot{Q}_{tr.} + \dot{Q}_{gc} + \dot{Q}_{inq}$$

Puesto que el rendimiento de la combustión es del 100% las pérdidas por este motivo son nulas: $\dot{Q}_{inq} = 0$

Las pérdidas por transmisión serán:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\xi_{rad.} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\dot{Q}_{aportado}} \cdot 100 = \sqrt{\frac{100}{\dot{m}_v(t/h)}} = 2{,}89$$

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{\xi_{rad.}}{100} \cdot \dot{Q}_{aportado} = \frac{2{,}89}{100} \cdot 8879 = 257\ kW$$

La potencia útil la calcularemos a partir del caudal de vapor de agua generado y el salto entálpico, utilizando la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{útil} = \dot{m}_v \cdot \left(h_{v,sat.} - h_{liq.}\right) = \frac{12.000}{3.600} \cdot (2.784{,}5 - 440{,}5) = 7.813{,}3\ kW$$

Con estos datos podemos despejar la temperatura de los gases de escape:

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{Q}_{aportado} - \dot{Q}_{útil} - \dot{Q}_{tr.} - \dot{Q}_{inq} = \dot{m}_{gc} \cdot cp_{gc} \cdot \left(T_{gc} - T_{ref.}\right)$$

$$T_{gc} = \frac{\dot{Q}_{aportado} - \dot{Q}_{útil} - \dot{Q}_{tr.} - \dot{Q}_{inq}}{\dot{m}_{gc} \cdot cp_{gc}} + T_{ref.}$$

$$T_{gc} = \frac{8879 - 7813{,}3 - 257}{8{,}5 \cdot 1{,}03} + 25 = 117{,}4ºC$$

c. La temperatura de combustión adiabática.

En este caso, por la propia definición de temperatura adiabática de llama, el balance energético es:

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{Q}_{aportado} = \dot{m}_{gc} \cdot cp_{gc} \cdot \left(T_{gc} - T_{ref.}\right)$$

$$T_{gc} = \frac{\dot{Q}_{aportado}}{\dot{m}_{gc} \cdot cp_{gc}} + T_{ref.}$$

$$T_{gc} = \frac{8879}{8{,}5 \cdot 1{,}03} + 25 = 1.039\ ºC$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 6

El análisis gravimétrico de una muestra de combustible sólido presenta la siguiente composición másica: x_C = 80,3%, x_{H2} = 9,1%, x_S = 3,8%, x_{O2} = 2,8%, $x_{Humedad}$ = 4%. El combustible se emplea en una caldera en la cual se quema un caudal de 200kg/s de combustible para generar 1800 kg/s de vapor saturado a 10 bar, siendo la temperatura de entrada del agua de 35 °C. Las condiciones del aire utilizado como comburente son Ts = 23 °C, HR = 65%.

En estas condiciones determinar:

a) **El índice de exceso de aire utilizado, si en los gases de escape se mide una concentración molar de 9,5% de CO2, y no se encuentran inquemados combustibles.**
b) **Temperatura de condensación del vapor de agua en los gases de escape.**
c) **Eficiencia de la caldera**

Nota:

- **PCI del combustible: 32.000 kJ/kg**
- **Calor específico de los gases de combustión: cp = 1,008 kJ/kgK**
- **Peso Molecular del combustible: 8,6 kg/kmol**
- **El proceso de combustión y evacuación de los gases de escape se considera a presión ambiente: 101325 Pa**

SOLUCIÓN

a) Índice de exceso de aire

En primer lugar, para facilitar los cálculos, convertiremos la composición másica en composición molar o volumétrica. La expresión utilizada para realizar la conversión será la siguiente:

$$y_i = \frac{x_i/_{PM_i}}{\sum_i \left(x_i/_{PM_i} \right)}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

En la tabla siguiente se presentan los resultados:

	X_i $\left({kg_i}/{kg_{fuel}}\right)$	PM_i $\left({kg}/{kmol}\right)$	X_i/PM_i	Y_i $\left({kmol_i}/{kmol_{fuel}}\right)$
C	0,803	12	0,066927	0,5734
H_2	0,091	2	0,045500	0,3899
S	0,038	32	0,001187	0,01017
O_2	0,028	32	0,000875	0,00750
Humedad (H_2O)	0,040	18	0,002222	0,01904
SUMA	1			1

El peso molecular del combustible se determinará como:

$$PM_{fuel} = \sum_i (y_i \cdot PM_i) = 8,6 \frac{kg}{kmol}$$

- Cálculo del índice de exceso de aire:

Las reacciones de oxidación serán:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

$$H_2 + {}^1/_2\, O_2 \rightarrow H_2O$$

$$S + O_2 \rightarrow SO_2$$

Con esta base comenzaremos por determinar la cantidad mínima de oxígeno necesaria para la combustión completa:

$$O_{2,min} = 1 \cdot y_C + 0,5 \cdot y_{H_2} + 1 \cdot y_S - y_{O_2} = 0,5734 + 0,5 \cdot 0,3899 + 0,01017 - 0,0075 =$$

$$= 0,771 \; {}^{kmol\, O_2}/_{kmol\, fuel}$$

A continuación, determinaremos la composición de los gases de escape:

$$V_{CO_2} = 1 \cdot y_c = 0,5734 \; {}^{kmol\, CO_2}/_{kmol\, fuel}$$

$$V_{SO_2} = 1 \cdot y_s = 0,01017 \; {}^{kmol\, SO_2}/_{kmol\, fuel}$$

$$V_{N_2} = 3,76 \cdot \lambda \cdot O_{2,min} = 2,899 \cdot \lambda \; {}^{kmol\, N_2}/_{kmol\, fuel}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{2,min} = 0{,}771 \cdot (\lambda - 1) \ {}^{kmol\,N_2}/_{kmol\,fuel}$$

$$y_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}} \rightarrow y_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{CO_2} + V_{SO_2} + 2{,}899 \cdot \lambda + 0{,}771 \cdot (\lambda - 1)}$$

$$\lambda = \frac{{}^{V_{CO_2}}/_{y_{CO_2}} - \left(V_{CO_2} + V_{SO_2} - 0{,}771\right)}{2{,}899 + 0{,}771} = 1{,}592$$

Alternativamente podría obtenerse el índice de exceso atendiendo a la forma de calcular del analizador de gases, teniendo en cuenta que estamos con un combustible sólido, ya que nos dan su composición gravimétrica. De esta forma:

$$\lambda = \frac{y_{CO_{2,máxima}}}{y_{CO_{2,medida}}} = \frac{\frac{V_{CO_2}}{\left(V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N2,min}\right)}}{y_{CO_{2,medida}}} = \frac{\frac{0{,}5734}{0{,}5734 + 0{,}01017 + 2{,}899}}{0{,}095} = 1{,}563$$

b) Temperatura de condensación de vapor de agua en los gases de escape.

Deberemos conocer la cantidad de vapor de agua en los gases de escape. El vapor de agua tendrá tres procedencias: la humedad del combustible, la humedad del aire ambiente y el vapor generado por la oxidación del hidrógeno.

$$V_{H_2O} = V_{comb} + V_{humedad,aire} + V_{Humedad,comb.}$$

$$V_{comb.} = 1 \cdot y_{H_2} = 0{,}3899 \ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{humedad,comb.} = y_{Humedad} = 0{,}01904 \ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{humedad,aire.} = \frac{w}{0{,}622} \cdot \frac{O_{2,min}}{0{,}21} \cdot \lambda = 0{,}1073 \ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

La humedad específica la determinaremos a partir de las condiciones del aire ambiente:

$$w = 0{,}622 \cdot \frac{p_{vs}}{\frac{p_T}{HR} - p_{vs}} = 0{,}622 \cdot \frac{2809}{\frac{101325}{0{,}65} - 2809} = 0{,}0114 \ {}^{kgv}/_{kgas}$$

Con la expresión de Antoine obtendremos la presión de vapor saturado para una temperatura:

$$log_{10}(p_{vs}) = \frac{7{,}5 \cdot (T - 273{,}15)}{T - 35{,}85} + 2{,}7858 \rightarrow p_{vs} = 2.809\,Pa$$

$$V_{H_2O} = V_{comb} + V_{humedad,aire} + V_{Humedad,comb.} = 0{,}5162 \ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

De esta forma la concentración molar de vapor de agua en los gases de escape será:

$$y_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}} = 0{,}0847 \ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,g.c}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$p_{H_2O} = y_{H_2O} \cdot p_T = 0{,}0847 \cdot 101.325 = 8.581\, Pa$$

Despejando la temperatura de la expresión de Antoine, para la presión de vapor obtenida:

$$log_{10}(p_{H_2O}) = \frac{7{,}5 \cdot (T - 273{,}15)}{T - 35{,}85} + 2{,}7858 \quad \rightarrow \quad T_{sat} = 316K = 42{,}87\,ºC$$

c) El rendimiento de la caldera se determinará con la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{m}_{fuel} \cdot PCI} = \frac{\dot{m}_{vapor} \cdot \left(h_{v,sat}(10bar) - h_{l,sat}(35ºC)\right)}{\dot{m}_{fuel} \cdot PCI}$$

$$\eta = \frac{1.800 \cdot (2.777 - 146{,}6)}{200 \cdot 42.000} = 0{,}74$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 7

Los quemadores de una caldera operan con un exceso de aire del 10%. El combustible empleado tiene la siguiente composición gravimétrica: C = 0,70, H_2 = 0,05, S = 0,03, O_2 = 0,04, N_2 = 0,02, *Cenizas* = 0,06*, y Humedad = 0.10. El poder calorífico inferior es de 37,12MJ/kg. El comburente empleado se encuentra en unas condiciones de 55 °C y 70% de temperatura y humedad relativa respectivamente.

En estas condiciones determinar:

a) **El ratio de aire por unidad de combustible**
b) **El volumen de gases de combustión por unidad de combustible.**
c) **Calcular la temperatura adiabática de llama**
d) **Con 25ppm de CO, y suponiendo que las pérdidas por transmisión de calor son el 3% de la potencia aportada (450kW). Estimar la temperatura de los gases de escape en función de la potencia útil obtenida.**

***Considerar el calor específico de las cenizas como 0,86 kJ/kgK**

SOLUCIÓN

- Ratio aire/combustible

Para calcular la relación aire combustible, deberemos conocer en primer lugar las reacciones de oxidación que se darán según la composición del combustible:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

$$H_2 + {}^1/_2\, O_2 \rightarrow H_2O$$

$$S + O_2 \rightarrow SO_2$$

Con esta base comenzaremos por determinar la cantidad mínima de oxígeno necesaria para la combustión completa:

$$O_{2,min} = 1\left(\frac{kmolO_2}{kmolC}\right)\cdot y_C\left(\frac{kmolC}{kmol_{fuel}}\right) + 0{,}5\left(\frac{kmolO_2}{kmolH_2}\right)\cdot y_{H2}\left(\frac{kmolH_2}{kmol_{fuel}}\right) + 1\left(\frac{kmolO_2}{kmolS}\right)\cdot y_S\left(\frac{kmolS}{kmol_{fuel}}\right) - O_{2,comb}\left(\frac{kmolO2}{kmol_{fuel}}\right)$$

Si adaptamos esta expresión a las unidades dadas en el enunciado, tendremos:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$O_{2,min} = 1 \cdot \frac{22,4}{12}\left(\frac{Nm^3O_2}{kgC}\right) \cdot x_C\left(\frac{kgC}{kg_{fuel}}\right) + 0,5 \cdot \frac{22,4}{2}\left(\frac{Nm^3O_2}{kgH_2}\right) \cdot x_{H2}\left(\frac{kgH_2}{kg_{fuel}}\right) + 1 \cdot \frac{22,4}{32}\left(\frac{Nm^3O_2}{kgS}\right)$$

$$\cdot x_S\left(\frac{kgS}{kg_{fuel}}\right) - O_{2,comb}\left(\frac{kgO2}{kg_{fuel}}\right) \cdot \frac{22,4\left(\frac{Nm^3O_2}{kmol\,O_2}\right)}{32\left(\frac{kg\,O_2}{kmol\,O_2}\right)}$$

$$O_{2,min} = 1,867 \cdot 0,7 + 5,6 \cdot 0,05 + 0,7 \cdot 0,03 - 0,04 \cdot 0,7 = 1,58\,\frac{Nm^3O_2}{kg_{fuel}}$$

$$A_{s,min} = \frac{O_{2,min}\left(\frac{Nm^3O_2}{kg_{fuel}}\right)}{0,21\left(\frac{Nm^3O_2}{Nm^3A_S}\right)} = 7,52\,\frac{Nm^3A_S}{kg_{fuel}}$$

$$A_S = \lambda \cdot A_{s,min} = 1,1 \cdot 7,52 = 8,28\,\frac{Nm^3A_S}{kg_{fuel}}$$

- Volumen de gases de combustión

El volumen de gases de gases de combustión por unidad de combustible, lo determinaremos a partir de los productos generados en las reacciones de combustión, y de los reactivos que no se oxidan.

$$V_{CO_2} = 1 \cdot \left(\frac{kmolCO_2}{kmolC}\right) \cdot y_C\left(\frac{kmolC}{kmol_{fuel}}\right) = 1 \cdot \frac{22,4}{12}\left(\frac{Nm^3CO_2}{kgC}\right) \cdot x_C\left(\frac{kgC}{kg_{fuel}}\right) =$$

$$= 1,867 \cdot 0,7 = 1,307\left(\frac{Nm^3CO_2}{kg_{fuel}}\right)$$

$$V_{SO_2} = 1 \cdot \left(\frac{kmolSO_2}{kmolS}\right) \cdot y_S\left(\frac{kmolS}{kmol_{fuel}}\right) = 1 \cdot \frac{22,4}{32}\left(\frac{Nm^3SO_2}{kgS}\right) \cdot x_S\left(\frac{kgS}{kg_{fuel}}\right) =$$

$$0,7 \cdot 0,03 = 0,021\left(\frac{Nm^3CO_2}{kg_{fuel}}\right)$$

$$V_{N_2} = 3,76\left(\frac{kmol\,N_2}{kmol\,O_2}\right) \cdot \lambda \cdot O_{2,min}\left(\frac{kmol\,O_2}{kg_{fuel}}\right) + y_{N2,combustible}$$

$$= 3,76 \cdot \frac{22,4}{22,4}\left(\frac{Nm3\,N_2}{Nm3\,O_2}\right) \cdot \lambda \cdot O_{2,min}\left(\frac{Nm^3O_2}{kg_{fuel}}\right) + x_{N2,combustible} \cdot \frac{22,4}{28}\left(\frac{Nm3\,N_2}{kg_{fuel}}\right)$$

$$V_{N_2} = 3,76 \cdot 1,1 \cdot 1,58 + 0.02 \cdot \frac{22,4}{28} = 6,53 + 0,016 = 6,55\left(\frac{Nm^3N_2}{kg_{fuel}}\right)$$

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{2,min} = (1,1 - 1) \cdot 1,58 = 0,158\,\frac{Nm^3O_2}{kg_{fuel}}$$

El vapor de agua tendrá tres procedencias: la humedad del combustible, la humedad del aire ambiente y el vapor generado por la oxidación del hidrógeno.

$$V_{H_2O} = V_{comb} + V_{humedad,aire} + V_{Humedad,comb.}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$V_{comb.} = 1 \cdot \left(\frac{kmolH_2O}{kmolH_2}\right) \cdot y_{H_2} \left(\frac{kmolH_2}{kmol_{fuel}}\right) = 1 \cdot \frac{22,4}{2} \left(\frac{Nm^3H_2O}{kgH_2}\right) \cdot x_{H_2} \left(\frac{kgH_2}{kg_{fuel}}\right) = 11,2 \cdot 0,05 = 0,56 \left(\frac{Nm^3H_2O}{kg_{fuel}}\right)$$

$$V_{humedad,aire.} = w \left(\frac{Nm^3H_2O}{Nm^3A_s}\right) \cdot A_s \left(\frac{Nm^3A_s}{kg_{fuel}}\right) = 0,122 \cdot 8,28 = 1,0101 \left(\frac{Nm^3H_2O}{kg_{fuel}}\right)$$

$$V_{humedad,comb.} = 0,1 \frac{kg\ H_2O}{kg\ fuel} = 0,1 \cdot \frac{22,4}{18} = 0,124 \left(\frac{Nm^3H_2O}{kg_{fuel}}\right)$$

La humedad específica del aire ambiente para las condiciones dadas (Ts = de 55 °C y HR: 70%), será:

$$w = \frac{p_{vs}}{\frac{p_T}{HR} - p_{vs}} = \frac{15.739}{\frac{101.325}{0,7} - 15.739} = 0,122 \left(\frac{kmolH_2O}{kmolAire,s}\right) = 0,122 \left(\frac{Nm^3H_2O}{Nm^3A_s}\right)$$

$$log_{10}(p_{vs}) = \frac{7,5 \cdot (T - 273,15)}{T - 35,85} + 2,7858 \rightarrow p_{vs} = 15.739\ Pa$$

El caudal de agua generado en los gases de combustión, por unidad de combustible será:

$$V_{H_2O} = 0,56 + 0,124 + 1,0101 = 1,694 \left(\frac{Nm^3H_2O}{kg_{fuel}}\right)$$

$$V_{g.c.} = V_{H_2O} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{CO_2} + V_{SO_2} = 1,694 + 0,158 + 6,55 + 1,307 + 0,021 = 9,73 \left(\frac{Nm^3g.c.}{kg_{fuel}}\right)$$

La fracción molar ó volumétrica de cada componente será:

$$y_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{gc}} = \frac{1,307}{9,73} = 0,135\ ;\ y_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{gc}} = \frac{1,694}{9,73} = 0,174\ ;$$

$$y_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{gc}} = \frac{0,021}{9,73} = 0,002\ ;\ y_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{gc}} = \frac{6,55}{9,73} = 0,674\ ;\ y_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{gc}} = \frac{0,158}{9,73} = 0,016\ ;$$

- Cálculo de la temperatura adiabática de llama.

Suponiendo que todo el calor aportado se absorbe en los gases de combustión, y que sólo aporta calor la corriente de aire húmedo y la reacción del combustible, la ecuación del balance energético para despejar la temperatura de llama sería:

$$\dot{Q}_{combustion} + \dot{Q}_{As} + \dot{Q}_{Humedad\ Aire} = \dot{Q}_{g.c.}$$

$$\dot{Q}_{combustion} = \dot{m}_{fuel} \cdot PCI = 37.120 \cdot \dot{m}_{fuel}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Teniendo en cuenta que los calores específicos dependen de la temperatura y están correlacionados según un polinomio de tercer orden en donde los coeficientes se pueden encontrar en tablas:

$$\dot{Q}_{As} = \dot{m}_{fuel} \cdot A_s \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{amb}} c_{P,As} \cdot dT = \dot{m}_{fuel} \cdot A_s \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{amb}} \frac{1}{22{,}4} \cdot (a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3) \cdot dT =$$

$$= \dot{m}_{fuel} \cdot A_s \cdot \frac{1}{22{,}4} \cdot \left[28{,}11 \cdot (T - T_{ref}) + \frac{0{,}001967}{2} \cdot (T^2 - T_{ref}^2) + \frac{0{,}4802 \cdot 10^{-5}}{3} \cdot (T^3 - T_{ref}^3) - \frac{1{,}966 \cdot 10^{-9}}{4} \cdot (T^4 - T_{ref}^4)\right]$$

$$\dot{Q}_{As} = \dot{m}_{fuel} \cdot A_s \cdot \frac{1}{22{,}4} \cdot \left[28{,}11 \cdot (328 - 273) + \frac{0{,}001967}{2} \cdot (328^2 - 273^2) + \frac{0{,}4802 \cdot 10^{-5}}{3} \cdot (328^3 - 273^3) - \frac{1{,}966 \cdot 10^{-9}}{4} \cdot (328^4 - 273^4)\right]$$

$$= \dot{m}_{fuel} \left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right) \cdot 8{,}28 \left(\frac{Nm^3 A_s}{kg_{fuel}}\right) \cdot 71{,}41 \left(\frac{kJ}{Nm^3 A_s}\right) = 591{,}3 \cdot \dot{m}_{fuel}$$

$$\dot{Q}_{Humedad\ Aire} = \dot{m}_{fuel} \cdot w \cdot A_s \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{amb}} c_{P,v} \cdot dT$$

$$= \dot{m}_{fuel} \cdot w \cdot A_s \cdot \frac{1}{22{,}4} \cdot \left[32{,}24 \cdot (T - T_{ref}) + \frac{0{,}001923}{2} \cdot (T^2 - T_{ref}^2) + \frac{1{,}055 \cdot 10^{-5}}{3} \cdot (T^3 - T_{ref}^3) - \frac{3{,}595 \cdot 10^{-9}}{4} \cdot (T^4 - T_{ref}^4)\right] =$$

$$= \dot{m}_{fuel} \left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right) \cdot 0{,}122 \left(\frac{Nm^3 H_2O}{Nm^3 A_s}\right) \cdot 8{,}28 \left(\frac{Nm^3 A_s}{kg_{fuel}}\right) \cdot 82{,}69 \left(\frac{kJ}{Nm^3 H_2O}\right) = 83{,}53 \cdot \dot{m}_{fuel}$$

$$\dot{Q}_{g.c.} = \dot{m}_{fuel} \cdot V_{g.c.} \cdot c_{pg.c.} \cdot (T_{ad.} - T_{ref})$$

En donde $c_{p,g.c.} = \sum_i c_{p,i} \cdot y_i$, suponiendo una temperatura de 1000 °C, que se sitúa en el entorno de las temperaturas adiabáticas, obtendremos un valor de:

$$c_{p,g.c.}(1000ºC) = c_{p,CO2} \cdot y_{CO2} + c_{p,H2O} \cdot y_{H2O} + c_{p,N2} \cdot y_{N2} + c_{p,O2} \cdot y_{O2}$$

$$c_{p,CO2}(1273{,}15K) = \frac{1}{22{,}4} \cdot (22{,}26 + 5{,}981 \cdot 10^{-2} \cdot T - 3{,}501 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 7{,}469 \cdot 10^{-9} \cdot T^3)$$

$$c_{p,H2O}(1273{,}15K) = \frac{1}{22{,}4} \cdot (32{,}24 + 0{,}1923 \cdot 10^{-2} \cdot T - 1{,}055 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 3{,}595 \cdot 10^{-9} \cdot T^3)$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$c_{p,N2}(1273{,}15K) = \frac{1}{22{,}4} \cdot (28{,}9 - 0{,}1571 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0{,}8081 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2{,}873 \cdot 10^{-9} \cdot T^3)$$

$$c_{p,O2}(1273{,}15K) = \frac{1}{22{,}4} \cdot (25{,}48 + 1{,}52 \cdot 10^{-2} \cdot T - 0{,}7155 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1{,}312 \cdot 10^{-9} \cdot T^3)$$

$$c_{p,g.c.} = 2{,}548 \cdot 0{,}135 + 1{,}981 \cdot 0{,}174 + 1{,}521 \cdot 0{,}674 + 1{,}604 \cdot 0{,}016 = 1{,}74 \frac{kJ}{Nm^3K}$$

Por lo tanto, aplicando el balance tendríamos:

$$37.120 \cdot \dot{m}_{fuel} + 591{,}3 \cdot \dot{m}_{fuel} + 83{,}53 \cdot \dot{m}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} \cdot 9{,}71 \cdot 1{,}74 \cdot (T_{ad.} - T_{ref})$$

T_{ad} = 2.237 + 273 = 2.510 K

- Temperatura de los gases de escape

Debemos realizar un balance energético:

$$\dot{Q}_{aport} = \dot{Q}_{util} + \dot{Q}_{g.c} + \dot{Q}_{tr} + \dot{Q}_{inq.}$$

Como nos dan el valor de la potencia aportada, podremos determinar el caudal de combustible:

$$\dot{Q}_{aport} = 37.120 \cdot \dot{m}_{fuel} + 591{,}3 \cdot \dot{m}_{fuel} + 83{,}53 \cdot \dot{m}_{fuel}$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{450}{37.120 + 591{,}3 + 83{,}53} = \frac{450}{37.795} = 0{,}012 \frac{kg}{s}$$

Las pérdidas por transferencia de calor se estiman en un 3% de la potencia útil:

$$\dot{Q}_{tr} = 0{,}03 \cdot \dot{Q}_{util}$$

La potencia por inquemados se estima a partir de la medida de monóxido de carbono y de las pérdidas por cenizas:

$\dot{Q}_{inq.} = \frac{0{,}21}{0{,}21 - O_2} \cdot \left(\frac{CO}{3100}\right) \cdot \dot{Q}_{aport} + \dot{Q}_{cenizas}$, donde O_2 es la concentración molar de oxígeno en los gases secos de escape.

$$V_{gc,s} = V_{O_2} + V_{N_2} + V_{CO_2} + V_{SO_2} = 0{,}158 + 6{,}55 + 1{,}307 + 0{,}021 = 8{,}036 \left(\frac{Nm^3 g.c.}{kg_{fuel}}\right)$$

$$O_2 = \frac{V_{O_2}}{V_{gc,s}} = \frac{0{,}158}{8{,}036} = 0{,}0197 \frac{kmol\ O_2}{kmol\ gc,s}$$

Por otro lado

$$\dot{Q}_{cenizas} = \dot{m}_{cenizas} \cdot \dot{m}_{fuel} \cdot c_{p,cenizas} \cdot (T_{gc} - T_{ref.}) =$$

$$= 0{,}06 \left(\frac{kg_{cenizas}}{kg_{fuel}}\right) \cdot 0{,}012 \left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right) \cdot 0{,}86 \left(\frac{kJ}{kgK}\right) \cdot (T_{gc} - 273) = 6{,}2 \cdot 10^{-4} \cdot T_{gc} - 0{,}17$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{Q}_{inq.} = \frac{0,21}{0,21 - O_2} \cdot \left(\frac{CO}{3100}\right) \cdot \dot{Q}_{aport} + \dot{Q}_{cenizas} =$$

$$= \frac{0,21}{0,21 - 0,0197} \cdot \frac{25}{3100} \cdot 450 + \left(6,2 \cdot 10^{-4} \cdot T_{gc} - 0,17\right) = 3,835 + 6,2 \cdot 10^{-4} \cdot T_{gc} \ (kW)$$

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{fuel} \cdot \dot{V}_{gc} \cdot c_{p,gc} \cdot \left(T_{gc} - T_{ref}\right) = 0,012 \cdot 9,71 \cdot 1,74 \cdot \left(T_{gc} - 273\right) =$$

$$= 0,2023 \cdot T_{gc} - 55,34$$

Sustituyendo valores en la expresión inicial del balance energético, se tiene:

$$450 = \dot{Q}_{util} + 0,2023 \cdot T_{gc} - 55,34 + 0,03 \cdot \dot{Q}_{util} + 3,835 + 6,2 \cdot 10^{-4} \cdot T_{gc}$$

$$T_{gc} = \frac{501,51 - 1,03 \cdot \dot{Q}_{util}}{0,20292} = 2.471,5 - 5,076 \cdot \dot{Q}_{util} \ (K)$$

La temperatura de los gases de escape está directamente relacionada con la potencia útil obtenida de la caldera, de forma que cuanto mayor sea esta potencia, menor será la temperatura de los gases de combustión.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 8

Se está diseñando una caldera para generar una potencia útil de 3.468 MW, utilizando como combustible Gas Natural. El quemador trabajará con un exceso de aire del 9%. El rendimiento de la caldera es del 88%, y las condiciones del aire de entrada son de 120 °C (despreciar el contenido de vapor de agua en el comburente). Determinar:

- **Consumo de combustible**
- **Emisiones de CO2 en condiciones normales.**
- **Caudal de gases de escape en condiciones normales.**

Suponer una composición molar del combustible:

CH4	C2H6	C3H8	CO	H2	N2	CO2	O2
10%	15%	5%	6,3%	53%	3,4%	1,8%	5,5%

SOLUCIÓN

El caudal de combustible lo despejaremos de la expresión de la eficiencia:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{aportada}} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{reacción} + \dot{Q}_{comburente,As} + \dot{Q}_{comburente,vapor} + \dot{Q}_{combustible}}$$

De los cuatro términos que integran el calor aportado podemos despreciar el aportado por el vapor de agua del comburente y por la corriente de combustible por su bajo valor respecto a la potencia libera en la oxidación del combustible, y además sus caudales son muy pequeños en comparación con los del aire seco, sin embargo, no podemos despreciar la aportada por el aire seco frente a la obtenida por la reacción de oxidación, puesto que entra a 120 °C, lo que supone una temperatura elevada frente a la ambietne. Por lo tanto, la expresión del rendimiento podemos simplificarla a:

$$\eta_{caldera} \approx \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{reacción} + \dot{Q}_{comburente,As}}$$

El calor aportado por la reacción de combustión será:

$$\dot{Q}_{reacción} = \dot{m}_{fuel} \cdot PCI = 24.409 \cdot \dot{m}_{fuel}$$

$$PCI = \sum_i (y_i \cdot PCI_i) =$$
$$= y_{CH_4} \cdot PCI_{CH_4} + y_{C_2H_6} \cdot PCI_{C_2H_6} + y_{C_3H_8} \cdot PCI_{C_3H_8} + y_{CO} \cdot PCI_{CO} + y_{H_2} \cdot PCI_{H_2}$$

$$PCI = 0{,}1 \cdot 35.880 + 0{,}15 \cdot 64.345 + 0{,}05 \cdot 93.210 + 0{,}063 \cdot 12.630 + 0{,}53 \cdot 10.780 = 24.409 \ {kJ}/{Nm^3}$$

El calor aportado por el aire seco comburente se obtendrá:

$$\dot{Q}_{comburente,As} = \dot{m}_{fuel} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_e} c_p \cdot dT = \dot{m}_{fuel} \cdot 1{,}09 \cdot 5{,}793 \cdot 157{,}4 = \dot{m}_{fuel} \cdot 994$$

El aire seco mínimo lo obtenemos a partir del oxígeno mínimo: $A_{s,min} = \frac{1}{0{,}21} \cdot O_{2,min}$

La cantidad de oxígeno mínimo la obtendremos a partir de las reacciones de oxidación serán:

$$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right) O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2} H_2O$$

$$H_2 + {1}/{2}\, O_2 \rightarrow H_2O$$

$$CO + {1}/{2}\, O_2 \rightarrow CO_2$$

$$O_{2,min} = 2 \cdot y_{CH4} + 3{,}5 \cdot y_{C2H6} + 5 \cdot y_{C3H8} + 0{,}5 \cdot y_{H_2} + 0{,}5 \cdot y_{CO} - y_{O_2} =$$

$$= 2 \cdot 0{,}1 + 3{,}5 \cdot 0{,}15 + 5 \cdot 0{,}05 + 0{,}5 \cdot 0{,}53 + 0{,}5 \cdot 0{,}063 - 0{,}055 =$$

$$= 1{,}2165 \ {kmol\ O_2}/{kmol\ fuel}$$

$$A_{s,min} = \frac{1}{0{,}21} \cdot O_{2,min} = 5{,}793 \frac{kmol_{A,s}}{kmol_{fuel}} = 5{,}793 \frac{Nm^3_{A,s}}{Nm^3_{fuel}}$$

El salto entálpico del aire lo calculamos con la expresión integrada del calor específico en función de la temperatura:

$$\Delta h_{A,s} = \int_{T_{ref} = 273K}^{T_e = 393K} c_p \cdot dT = \frac{1}{22{,}4 \frac{Nm^3}{kmol}} \cdot \left[28{,}11 \cdot (T_e - T_{ref}) + \frac{0{,}1967 \cdot 10^{-2}}{2} \cdot (T_e^2 - T_{ref}^2) + \frac{0{,}4802 \cdot 10^{-5}}{3} \cdot (T_e^3 - T_{ref}^3) - \frac{1{,}966 \cdot 10^{-9}}{4} \cdot (T_e^4 - T_{ref}^4)\right] = 157{,}4 \ \frac{kJ}{Nm^3}$$

Por lo tanto, el caudal de combustible, será:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\eta_{caldera} \approx \frac{\dot{Q}_{útil}}{24.409 \cdot \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{fuel} \cdot 994} \rightarrow \dot{m}_{fuel} = \frac{3.468 \cdot 10^3}{0,88 \cdot (24.409 + 994)} = 155,1 \frac{Nm^3}{s}$$

d) Emisiones de CO_2

$$V_{CO_2} = 1 \cdot y_{cH4} + 2 \cdot y_{c2H6} + 3 \cdot y_{c3H8} + 1 \cdot y_{CO} + y_{CO2,comb.} =$$

$$= 1 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,15 + 3 \cdot 0,05 + 1 \cdot 0,063 + 0,018 = 0,631 \; {}^{kmol\,CO_2}/_{kmol\,fuel}$$

$$\dot{V}_{CO_2} = V_{CO_2} \cdot \dot{m}_{fuel} = 0,631 \cdot 155,1 = 97,89 \frac{Nm^3}{s}$$

- Caudal de gases de escape .

$$\dot{V}_{gc} = \left(V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}\right) \cdot \dot{m}_{fuel}$$

$$V_{H_2O} = 2 \cdot y_{cH4} + 3 \cdot y_{c2H6} + 4 \cdot y_{c3H8} + 1 \cdot y_{H_2}$$
$$= 2 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,15 + 4 \cdot 0,05 + 1 \cdot 0,53 = 1,38 \; {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{N_2} = 3,76 \cdot \lambda \cdot O_{2,min} + y_{N2} = 3,76 \cdot 1,09 \cdot 1,217 + 0,034 = 5,022 \; {}^{kmol\,N_2}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{2,min} = 1,217 \cdot (1,09 - 1) = 0,1096 \; {}^{kmol\,O_2}/_{kmol\,fuel}$$

$$\dot{V}_{gc} = \left(V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}\right) \cdot \dot{m}_{fuel} = 7,14 \cdot 155,1 = 1.108 \frac{Nm^3}{s}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 9

En una industria se va a aprovechar una caldera para generar un salto térmico de 25 °C en un caudal de agua de 5.000 m³/h a una temperatura promedio de 75 °C. Para ello se va a utilizar un combustible residual cuya composición volumétrica es la siguiente:

CH4	C2H6	C3H8	CO	H2	N2	CO2	O2
10%	15%	5%	6,3%	53%	3,4%	1,8%	5,5%

La caldera tiene un rendimiento del 92%, y opera con un exceso de aire del 18%. Para unas condiciones ambientales de 26 °C y HR: 70%, determinar:

a) Caudal de combustible necesario
b) Caudal de gases de escape en las condiciones ambientales.
c) Emisiones de CO2 al ambiente en las condiciones de operación indicadas
d) Temperatura de condensación del vapor de agua

SOLUCIÓN

a) Caudal de combustible.

En primer lugar, determinaremos la concentración másica y el peso molecular del combustible:

	y_i (%volum.) ($kmol_i/kmol_{fuel}$)	PM (kg/kmol)	x_i (%másico) (kg_i/kg_{fuel})
CH_4	10	16	10,9
C_2H_6	15	30	30,8
C_3H_8	5	44	15,0
CO	6,3	28	12,1
H_2	53	2	7,2
N_2	3,4	28	6,5
CO_2	1,8	44	5,4
O_2	5,5	32	12,0
	100	PM_{fuel} = 14,63	

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$x_i = \frac{y_i \cdot PM_i}{PM_{fuel}} \quad ; \quad PM_{fuel} = \sum_i y_i \cdot PM_i \left(\frac{kg}{kmol}\right)$$

Para determinar el caudal de combustible a emplear, partiremos de la expresión que determina el rendimiento de la caldera:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{aport}} \approx \frac{\dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot \Delta T}{\dot{m}_{fuel} \cdot PCI} \rightarrow \dot{m}_{fuel} = \frac{\dot{V}_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot \Delta T}{\eta_{caldera} \cdot PCI}$$

El calor específico del agua lo obtendremos de tablas, para una temperatura promedio de 75 °C el valor es de c_p = 4,19 kJ/kgK

El poder calorífico del combustible lo determinaremos como la suma de los PCI de cada componente, ponderada por las fracciones molares de los mismos. Los valores de

$$PCI = \sum_i (x_i \cdot PCI_i)$$

$$PCI = 0{,}109 \cdot 50.010 + 0{,}308 \cdot 47.490 + 0{,}15 \cdot 46.350 + 0{,}121 \cdot 10.100 + 0{,}072 \cdot 119.970$$

$$= 36.962 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

b) Caudal de gases de escape en las condiciones ambientales.

Las reacciones de oxidación serán:

$$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right) O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2} H_2O$$

$$H_2 + {}^{1}/_{2}\, O_2 \rightarrow H_2O$$

$$CO + {}^{1}/_{2}\, O_2 \rightarrow CO_2$$

Con esta base comenzaremos por determinar la cantidad mínima de oxígeno necesaria para la combustión completa:

$$O_{2,min} = 2 \cdot y_{CH4} + 3{,}5 \cdot y_{C2H6} + 5 \cdot y_{C3H8} + 0{,}5 \cdot y_{H_2} + 0{,}5 \cdot y_{CO} - y_{O_2} =$$

$$= 2 \cdot 0{,}1 + 3{,}5 \cdot 0{,}15 + 5 \cdot 0{,}05 + 0{,}5 \cdot 0{,}53 + 0{,}5 \cdot 0{,}063 - 0{,}055 =$$

$$= 1{,}2165 \ {}^{kmol\ O_2}/_{kmol\ fuel}$$

Otro dato previo antes de determinar la composición de los gases de escape es la humedad específica del aire ambiente a Ts = 26 °C y HR: 70%

$$w = 0{,}622 \cdot \frac{p_{vs}}{\frac{p_T}{HR} - p_{vs}} = 0{,}622 \cdot \frac{2809}{\frac{101325}{0{,}65} - 2809} = 0{,}01478 \ {}^{kgv}/_{kgas}$$

Con la expresión de Antoine obtendremos la presión de vapor saturado para una temperatura:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$log_{10}(p_{vs}) = \frac{7{,}5 \cdot (T - 273{,}15)}{T - 35{,}85} + 2{,}7858 \rightarrow p_{vs} = 3.360{,}5\ Pa$$

A continuación, determinaremos la composición de los gases de escape:

$$V_{CO_2} = 1 \cdot y_{cH4} + 2 \cdot y_{c2H6} + 3 \cdot y_{c3H8} + 1 \cdot y_{CO} + y_{CO2} =$$

$$= 1 \cdot 0{,}1 + 2 \cdot 0{,}15 + 3 \cdot 0{,}05 + 1 \cdot 0{,}063 + 0{,}018 = 0{,}631\ {}^{kmol\,CO_2}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{N_2} = 3{,}76 \cdot \lambda \cdot O_{2,min} + y_{N2} = 3{,}76 \cdot 1{,}18 \cdot 1{,}248 + 0{,}034 = 5{,}43\ {}^{kmol\,N_2}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{2,min} = 1{,}248 \cdot (1{,}18 - 1) = 0{,}219\ {}^{kmol\,O_2}/_{kmol\,fuel}$$

El vapor de agua tendrá tres procedencias: la humedad del combustible, la humedad del aire ambiente y el vapor generado por la oxidación del hidrógeno.

$$V_{H_2O} = V_{comb} + V_{humedad,aire} + V_{Humedad,comb.}$$

$$V_{comb.} = 1 \cdot y_{H_2} + 2 \cdot y_{CH4} + 3 \cdot y_{C2H6} + 4 \cdot y_{C3H8} = 1{,}38\ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{humedad,comb.} = 0\ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{humedad,aire.} = \frac{w}{0{,}622} \cdot \frac{O_{2,min}}{0{,}21} \cdot \lambda = 0{,}162\ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{H_2O} = 1{,}38 + 0{,}167 = 1{,}542\ {}^{kmol\,H_2O}/_{kmol\,fuel}$$

$$V_{gases} = V_{H_2O} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{CO_2} = 1{,}547 + 0{,}225 + 5{,}57 + 0{,}631 =$$

$$= 7{,}824\ {}^{kmol\,gases}/_{kmol\,fuel} = 7{,}824\ {}^{Nm^3\,gases}/_{Nm^3\,fuel}$$

$$\dot{m}_{fuel} = 4{,}17 \left({}^{kg}/_{s}\right) \cdot \frac{1}{PM_{fuel}\left({}^{kg}/_{kmol}\right)} \cdot 22{,}4 \left({}^{Nm^3}/_{kmol}\right) = 6{,}39\ {}^{Nm^3}/_{s}$$

$$\dot{V}_{gases} = V_{gases} \cdot \dot{m}_{fuel} = 7{,}824 \cdot 6{,}39 = 49{,}98\ {}^{Nm^3}/_{s}$$

$$\dot{V}'_{gases} = \dot{V}_{gases} \cdot \frac{T'}{T} = 49{,}98 \cdot \frac{26 + 273{,}15}{273{,}15} = 54{,}73\ {}^{m^3}/_{s}\ (T_s = 26ºC)$$

c) Emisiones de CO_2

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{V}_{CO2} = V_{CO2} \cdot \dot{m}_{fuel} = 0{,}631 \cdot 6{,}39 = 4{,}03 \ {}^{Nm^3}/_{s} = 0{,}18 \ {}^{kmol}/_{s} = 7{,}9 \ {}^{kg}/_{s}$$

$$\dot{V}'_{CO2} = \dot{V}_{CO2} \cdot \frac{T'}{T} = 4{,}03 \cdot \frac{26 + 273.15}{273.15} = 4{,}414 \ {}^{m^3}/_{s} \ (T_s = 26ºC)$$

d) Temperatura de condensación de vapor de agua en los gases de escape.

Deberemos conocer la concentración molar de vapor de agua en los gases de escape.

$$y_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}} = \frac{1{,}547}{7{,}973} = 0{,}194 \ {}^{kmol\ H_2O}/_{kmol\ g.c}$$

$$p_{H_2O} = y_{H_2O} \cdot p_T = 0{,}194 \cdot 101.325 = 19.655\ Pa$$

Despejando la temperatura de la expresión de Antoine, para la presión de vapor obtenida:

$$log_{10}(p_{H_2O}) = \frac{7{,}5 \cdot (T - 273{,}15)}{T - 35{,}85} + 2{,}7858 \ \rightarrow \ T_{sat} = 333K = 60\ ºC$$

PROBLEMA 10

Los gases de combustión que salen de una caldera industrial que calienta agua tienen una temperatura de 173 °C. La potencia útil obtenida en la caldera es de 85.417 kW.

Las pérdidas en la caldera respecto a la potencia térmica utilizada son: Transferencia de calor: 0,9%, Gases de combustión:9,4%, inquemados 3%, cenizas 1,3%.

El combustible utilizado presenta la siguiente composición másica elemental

Carbono	Hidrógeno	Oxígeno	Nitrógeno	Azufre	Cenizas
C = 87%	H_2 = 5%	O_2 = 3,0%	N_2 = 1,5%	S = 1,0%	2,5%

Determinar

a) **Índice Exceso de aire**
b) **Rendimiento de la caldera**
c) **Caudal de combustible**
d) **Caudal volumétrico de gases de combustión en condiciones de salida**
e) **Temperatura adiabática**

Datos:

- **Poder calorífico: 11.279 kJ/kg**
- **Temperatura del aire ambiente: 30 °C**
- **Producción de gases de combustión: 11,53 Nm^3_{gc} /kg_{comb}**
- $\bar{c}_{p,aire} = 1,295 \frac{kJ}{Nm^3K}$; $\bar{c}_{p,gc} = 1,41 \frac{kJ}{Nm^3K}$
- **Despreciar el contenido de humedad del aire ambiente.**

SOLUCIÓN

a) Índice Exceso de aire

Comenzaremos determinando la cantidad mínima de oxígeno:

Los productos que participarán en la reacción de combustión serán el C, H2 y S, y dada la composición del combustible, la cantidad de oxígeno para realizar la combustión estequiométrica:

$$O_{2,min} = 1{,}862 \cdot \frac{Nm^3\ de\ O_2}{kg\ de\ C} \cdot C + 5{,}6 \cdot \frac{Nm^3\ de\ O_2}{kg\ de\ H_2} \cdot H_2 + 0{,}7 \cdot \frac{Nm^3\ de\ O_2}{kg\ de\ S} \cdot S - O_{2,c}$$

$$O_{2,min} = 1{,}862 \cdot 0{,}87 + 5{,}6 \cdot 0{,}05 + 0{,}7 \cdot 0{,}01 - 0{,}03 = 1{,}877 \frac{Nm^3\ de\ O_2}{kg\ de\ Comb.}$$

Con el dato del volumen de gases de combustión podemos despejar el índice de exceso de aire:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$V_{gc} = 1{,}87 \cdot C \frac{Nm^3\ de\ CO_2}{kg\ de\ C} + 11{,}2 \cdot H_2 \frac{Nm^3\ de\ H_2O}{kg\ de\ H_2} + 0{,}7 \cdot S \frac{Nm^3\ de\ SO_2}{kg\ de\ S} + (\lambda - 1) \cdot O_{2,min} \frac{Nm^3\ de\ O_2}{kg\ de\ Comb} + (3{,}76 \cdot \lambda \cdot O_{2,min} + 0{,}8 \cdot N_2) \frac{Nm^3\ de\ N_2}{kg\ de\ Comb}$$

$$11{,}53 = 1{,}87 \cdot 0{,}87 + 11{,}2 \cdot 0{,}05 + 0{,}7 \cdot 0{,}01 + (\lambda - 1) \cdot 1{,}877 + 3{,}76 \cdot 1{,}877 \cdot \lambda + 0{,}8 \cdot 0{,}015$$

$$\lambda = 1{,}25$$

b) Rendimiento de la caldera

$$\eta_{cald} = 1 - \xi_{g,c.} - \xi_{tr.} - \xi_{inq.} = 1 - 0{,}094 - 0{,}009 - 0{,}03 - 0{,}013 = 0{,}854$$

c) Caudal de combustible

Despreciando la potencia aportada por el aire comburente y por el combustible:

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{aportado}} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{m}_{comb.} \cdot \left[PCI + \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \bar{c}_{p,aire} \cdot (303 - 273)\right]} \rightarrow$$

$$\dot{m}_{comb.} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\eta_{cald} \cdot \left[PCI + \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \bar{c}_{p,aire} \cdot (303 - 273)\right]}$$

$$\dot{m}_{comb.} = \frac{85.417}{0{,}854 \cdot \left[11.279 + 1{,}25 \cdot \frac{1{,}877}{0{,}21} \cdot 1{,}295 \cdot 30\right]} = 8{,}54\ {}^{kg}/_{s}$$

d) Caudal volumétrico de gases de combustión en condiciones de salida

$$\dot{V}_{gc} = 11{,}53\ \frac{Nm^3\ de\ gc}{kg\ de\ Comb} \cdot 8{,}54\ \frac{kg\ de\ Comb}{s} = 98{,}47\ \frac{Nm^3\ de\ gc}{s}$$

$$\frac{p \cdot V}{T} = \frac{p' \cdot V'}{T'} \rightarrow V' = V \cdot \frac{T'}{T} = 98{,}47 \cdot \frac{173 + 273}{273} = 161\ {}^{m^3}/_{s}$$

e) Temperatura adiabática

En este caso se considera que todo el calor o potencia térmica aportada es absorbida por los gases de escape, por lo tanto, el balance es el siguiente:

$$\dot{Q}_{aportado} = \dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{gc} \cdot cp_{gc} \cdot (T_{gc} - T_{ref.})$$

$$T_{gc} = \frac{\dot{m}_{comb.} \cdot \left[PCI + \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \bar{c}_{p,aire} \cdot (303 - 273)\right]}{\dot{V}_{gc} \cdot \bar{c}_{p,gc}} + T_{ref.}$$

$$T_{gc} = \frac{8{,}54 \cdot \left[11.279 + 1{,}25 \cdot \frac{1{,}877}{0{,}21} \cdot 1{,}295 \cdot 30\right]}{98{,}47 \cdot 1{,}41} + 273 = 993K$$

PROBLEMA 11

El análisis de los gases de escape de una caldera de vapor da como resultado una temperatura de éstos de 375 °C, con un contenido de CO_2 del 9,5% en volumen. La caldera genera 15 toneladas/hora de vapor saturado a 10 bar, ingresando el agua en la cladera en estado líquido a 75 °C.

La caldera utiliza como combustible una mezcla al 50% en volumen de propano y butano. El comburente es aire que se introduce en el quemador a 150 °C.

En estas condiciones determinar:

- **Índice de exceso de aire**
- **Rendimiento de la caldera.**
- **Temperatura de condensación del vapor de agua en los gases de escape.**

Nota:

- **Despreciar la humedad en el comburente y el calor aportado por la corriente de combustible.**
- **Considerar las pérdidas por transmisión de calor y por inquemados como un 3% y un 0,5%, respectivamente, de la potencia útil obtenida.**

SOLUCIÓN

a) Cálculo del índice de exceso

En primer lugar, vamos a calcular la cantidad de aire mínimo. El combustible es una mezcla al 50% en volumen de propano (C_3H_8) y butano (C_4H_{10}). Puesto que son hidrocarburos se oxidan según la reacción general:

$$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right)O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2}H_2O$$

Por lo tanto, la cantidad de aire necesaria para realizar una combustión teórica será:

$$O_{2,min} = \sum \left[\left(n + \frac{m}{4}\right) \cdot C_nH_m\right]_i = \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0{,}5 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0{,}5 = 5{,}75 \frac{Nm^3{}_{O2}}{Nm^3{}_{fuel}}$$

$$A_{s,min} = \frac{O_{2,min}}{0{,}21} = 27{,}4 \frac{Nm^3{}_{A_s}}{Nm^3{}_{fuel}}$$

Para calcular el índice de exceso de aire, podemos aplicar la ecuación directa:

$$\lambda = \frac{A_s}{A_{s,min}}$$

O bien a partir de la cantidad de CO2 medida en los gases de escape:

$$\lambda = 1 + \left(\frac{\%CO_{2,max}}{\%CO_{2,real}} - 1\right) \cdot \frac{V_{gc,s,min}}{A_{s,min}}$$

Para poder aplicar esta expresión debemos calcular los diferentes términos:

a. Contenido de CO2 en los gases de combustión

$$V_{CO_2} = \sum n_i \cdot C_{ni}H_{mi} = 3 \cdot 0{,}5 + 4 \cdot 0{,}5 = 3{,}5 \frac{Nm^3{}_{CO_2}}{Nm^3{}_{fuel}}$$

b. Contenido de N2 en los gases de escape, cuando utilizamos el aire mínimo

$$V_{N_2,min} = V_{N_2,A_{s,min}} + V_{N_2,Comb} = 0{,}79 \cdot A_{s,min} + 0 = 21{,}63 \frac{Nm^3{}_{N_2}}{Nm^3{}_{fuel}}$$

Por lo tanto, $V_{gc,s,min} = V_{CO2} + V_{N2,min} = 25{,}13 \frac{Nm^3{}_{g.c.}}{Nm^3{}_{fuel}}$, y la concentración máxima teórica de CO2 será:

$$\%CO_{2,max} = \frac{V_{CO_2}}{V_{gc,s,min}} \cdot 100 = \frac{3{,}5}{21{,}63} \cdot 100 = 13{,}93\ \% \equiv 0{,}1393 \frac{Nm^3{}_{CO_2}}{Nm^3{}_{g.c.}}$$

Con todos los datos calculados, determinaremos el índice de exceso de aire con la expresión inicial:

$$\lambda = 1 + \left(\frac{\%CO_{2,max}}{\%CO_{2,real}} - 1\right) \cdot \frac{V_{gc,s,min}}{A_{s,min}} = 1 + \left(\frac{13{,}93}{9{,}5} - 1\right) \cdot \frac{25{,}13}{27{,}4} = 1{,}43$$

- Cálculo del rendimiento de la caldera:

El rendimiento de la caldera se puede calcular de forma directa:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{úti}}{\dot{Q}_{aportado}}$$

$$\dot{Q}_{úti} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{w,o} - h_{w,i})$$

La entalpía del agua a la salida de la caldera es la de vapor saturado a la presión de 10bar. Buscando en tablas:

$h_{w,o} = h_{v,sat}(p = 10bar) = 2.777$ kJ/kg

La entalpía del agua a la entrada se corresponde con la de agua líquida a 75ªC y 10 bar:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$h_{w,i} = h_{l,sat}(T_{w,i}) = 314$ kJ/kg

$$\dot{Q}_{útil} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{w,o} - h_{w,i}) = \frac{15 \cdot 10^3}{3.600} \cdot (2777 - 314) = 10.265\ kW$$

Para determinar la potencia térmica aportada necesitamos conocer el caudal de combustible utilizado. Este dato lo averiguaremos realizando un balance energético en la caldera:

$$\dot{Q}_{aportado} = \dot{Q}_{útil} + \dot{Q}_{gc} + \dot{Q}_{trans.} + \dot{Q}_{inq} = \dot{Q}_{útil} \cdot (1 + 0{,}005 + 0{,}03) + \dot{Q}_{gc}$$

$$\dot{Q}_{aportado} = \dot{v}_{fuel} \cdot PCI + \dot{v}_{fuel} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{aire}} c_{p,as} \cdot dT$$

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{v}_{fuel} \cdot V_{gc} \cdot \left[y_{CO_2} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} c_{p,CO_2} \cdot dT + y_{O_2} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} c_{p,O_2} \cdot dT + y_{N_2} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} c_{p,N_2} \cdot dT + y_{H_2O} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} c_{p,H_2O} \cdot dT \right]$$

El PCI del combustible lo determinaremos a partir de los datos de PCI de cada uno de los componentes de la mezcla:

$$PCI_{fuel} = \sum y_i \cdot PCI_i = y_{C_3H_8} \cdot PCI_{C_3H_8} + y_{C_4H_{10}} \cdot PCI_{C_4H_{10}} =$$

$$= 0{,}5 \cdot 93.210 + 0{,}5 \cdot 123.810 = 108.510\ \frac{kJ}{Nm^3}$$

Ahora calcularemos las fracciones molares de cada uno de los componentes de los gases de combustión, para lo cual, previamente debemos conocer el volumen de gases:

$$V_{CO_2} = \sum n_i \cdot C_{ni}H_{mi} = 3 \cdot 0{,}5 + 4 \cdot 0{,}5 = 3{,}5\ \frac{Nm^3{}_{CO_2}}{Nm^3{}_{fuel}}$$

$$V_{N_2} = N_2 + 0{,}79 \cdot \lambda \cdot A_{s,min} = 0{,}0 + 0{,}79 \cdot 1{,}43 \cdot 27{,}38 = 30{,}9\ \frac{Nm^3{}_{N_2}}{Nm^3{}_{fuel}}$$

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot 0{,}21 \cdot A_{s,min} = (1{,}43 - 1) \cdot 0{,}21 \cdot 27{,}38 = 2{,}46\ \frac{Nm^3{}_{O_2}}{Nm^3{}_{fuel}}$$

$$V_{H_2O} = 1 \cdot H_2 + \sum \frac{m_i}{2} \cdot C_{ni}H_{mi} = 1 \cdot 0{,}0 + 4 \cdot 0{,}5 + 5 \cdot 0{,}5 = 4{,}5\ \frac{Nm^3{}_{H_2O}}{Nm^3{}_{fuel}}$$

Por lo tanto, $V_{gc} = V_{CO2} + V_{N2} + V_{O2} + V_{H2O} = 41{,}34\ \frac{Nm^3{}_{gc}}{Nm^3{}_{fuel}}$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Las fracciones molares serán:

$$y_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{gc}} = \frac{4,5}{41,34} = 0,1088 \frac{Nm^3{}_{H_2O}}{Nm^3{}_{gc}}$$

$$y_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{gc}} = \frac{2,46}{41,34} = 0,0595 \frac{Nm^3{}_{O_2}}{Nm^3{}_{gc}}$$

$$y_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{gc}} = \frac{30,9}{41,34} = 0,747 \frac{Nm^3{}_{N_2}}{Nm^3{}_{gc}}$$

$$y_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{gc}} = \frac{3,5}{41,34} = 0,085 \frac{Nm^3{}_{CO_2}}{Nm^3{}_{gc}}$$

Los saltos entálpicos los calcularemos integrando las correlaciones de c_p entre las temperaturas de referencia (T_{ref} = 273,15 K) y la de los gases de escape (T_{gc} = 648,15 K):

$$\Delta \boldsymbol{h_{CO_2}} = \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} c_{p,CO_2} \cdot dT =$$
$$= \frac{1}{22,4} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} [22,26 + 5,981 \cdot 10^{-2} \cdot T - 3,501 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 7,469 \cdot 10^{-9} \cdot T^3] \cdot dT =$$
$$= \boldsymbol{716,82 \frac{kJ}{Nm^3}}$$

$$\Delta \boldsymbol{h_{O_2}} = \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} c_{p,O_2} \cdot dT =$$
$$= \frac{1}{22,4} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} [25,48 + 1,52 \cdot 10^{-2} \cdot T - 0,7155 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1,312 \cdot 10^{-9} \cdot T^3] \cdot dT$$
$$= \boldsymbol{519,4 \frac{kJ}{Nm^3}}$$

$$\Delta \boldsymbol{h_{N_2}} = \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} c_{p,N_2} \cdot dT =$$
$$= \frac{1}{22,4} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} [28,9 - 0,1571 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0,8081 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2,873 \cdot 10^{-9} \cdot T^3] \cdot dT =$$
$$= \boldsymbol{496,5 \frac{kJ}{Nm^3}}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\Delta \boldsymbol{h}_{\boldsymbol{H_2O}} = \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} c_{p,H_2O} \cdot dT =$$

$$= \frac{1}{22,4} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} [32,24 + 0,1923 \cdot 10^{-2} \cdot T - 1,055 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 3,595 \cdot 10^{-9} \cdot T^3] \cdot dT =$$

$$= \mathbf{587,2} \ \frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{Nm^3}}$$

$$\Delta \boldsymbol{h}_{\boldsymbol{as}} = \int_{T_{ref} = 273}^{T_{aire} = 423} c_{p,as} \cdot dT =$$

$$= \frac{1}{22,4} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{gc}} [28,11 + 0,1967 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0,4802 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 0,8704 \cdot 10^{-9} \cdot T^3] \cdot dT =$$

$$= \mathbf{196,2} \ \frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{Nm^3}}$$

$$\dot{Q}_{aportado} = \dot{v}_{fuel} \cdot PCI + \dot{v}_{fuel} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \Delta h_{as} = \dot{v}_{fuel} \cdot (108.510 + 1,43 \cdot 27,4 \cdot 196,2) = \dot{v}_{fuel} \cdot 116.197$$

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{v}_{fuel} \cdot V_{gc} \cdot \left[y_{CO_2} \cdot \Delta h_{CO2} + y_{O_2} \cdot \Delta h_{O2} + y_{N_2} \cdot \Delta h_{N2} + y_{H_2O} \cdot \Delta h_{H2O} \right]$$

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{v}_{fuel} \cdot 41,34 \cdot [0,084 \cdot 716,8 + 0,059 \cdot 519,4 + 0,747 \cdot 496,5 + 0,1088 \cdot 587,2] = \dot{v}_{fuel} \cdot 21.729$$

Por lo tanto,

$$\dot{v}_{fuel} \cdot 116.197 = 10.265 \cdot (1,035) + \dot{v}_{fuel} \cdot 21.729 \rightarrow \dot{v}_{fuel} = 0,1125 \ \frac{Nm^3}{s}$$

El rendimiento

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{aportado}} = \frac{10.265}{116.197 \cdot 0,1125} = 0,7855$$

- Temperatura de condensación de vapor de agua en los gases de escape.

A partir de la concentración molar de vapor de agua en los gases de escape, calculamos la presión parcial del vapor de agua en los gases de escape:

$$p_{H_2O} = y_{H_2O} \cdot p_T = 0,1088 \cdot 101,325 = 11,024 \text{ k}Pa$$

En lugar de utilizar la correlación de Antoine, esta vez obtendremos el valor de la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial de vapor de agua52, mirando en las tablas de saturación del vapor de agua, interpolando para el valor de 11 kPa, la temperatura de saturación correspondiente, que es la de condensación, será:

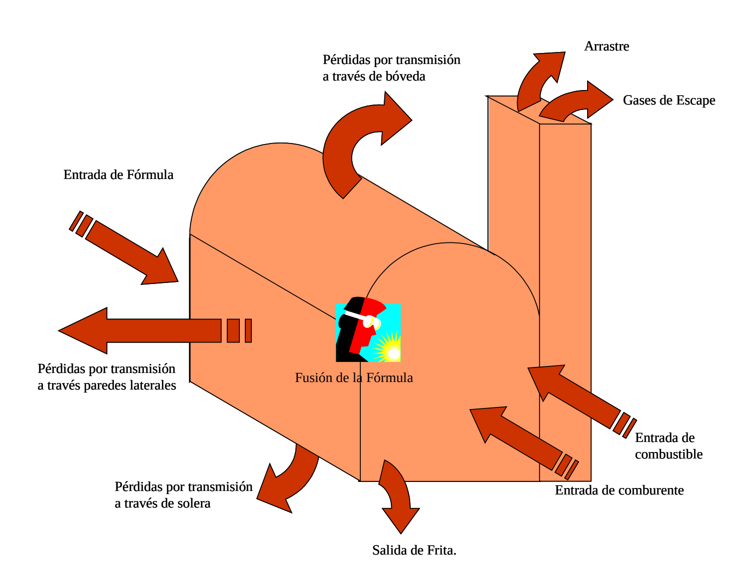
$$p_{H_2O} = 11 \text{ k}Pa \rightarrow T_{sat} = 47,44 \text{ ºC}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 12

En un horno de fusión de fritas se necesita un caudal 175 Nm^3/h de combustible para fundir los 17,5 Tn/día de materia prima entrante. El comburente empleado es aire a T = 30 °C y HR = 45% , mientras que el combustible es gas natural. Las composiciones volumétricas, dadas en condiciones normales, de ambos reactivos son las mostradas en la tabla.

COMBURENTE	
AIRE	
Oxígeno (O_2)	21 % volumen
Nitrógeno (N_2)	79 % volumen
COMBUSTIBLE	
GAS NATURAL	
Metano (CH_4)	91.68 %
Etano (C_2H_6)	6.86 %
Propano (C_3H_8)	0.70 %
Butano (C_4H_{10})	0.05 %
Hidrógeno (H_2)	0.06 %
Nitrógeno (N_2)	0.64 %



Conociendo que:

- **Los flujos de entradas y salidas en el horno son los que aparecen en la figura.**
- **Temperatura de entrada de la fórmula al horno 25 °C, mientras que la temperatura de salida será de 1.500 °C.**
- **Los gases de combustión tienen una temperatura de 1.000 °C, una concentración de CO2 en gases secos del 10,52% y arrastran un 13% de la masa de fórmula.**
- **Calor de fusión de la fórmula, λ_{fusion} = 2.634 kJ/kg,**

- **Calor específico de la fórmula: 0,225 kcal/kg °C**

Se desea calcular:

A. La composición de los gases de combustión.

B. El rendimiento del horno.

C. Las pérdidas por transmisión de calor a través de los cerramientos del horno.

D. Determinar la temperatura adiabática de llama.

E. Estudiar qué ocurriría si el aire comburente fuera precalentado con los gases de escape del horno hasta una temperatura de 250 °C, mediante un intercambiador sensible.

SOLUCIÓN

A. En función de la composición del gas, tendremos que las reacciones de combustión que tendrán lugar serán:

$$H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow H_2O$$

$$C_{n_i}H_{m_i} + \left(n_i + \frac{m_i}{4}\right) O_2 \rightarrow n_iCO_2 + \frac{m_i}{2} H_2O$$

Por lo tanto, la cantidad de aire seco mínimo será:

$$\boldsymbol{A_{s,min}} = \frac{1}{0{,}21} \cdot (2 \cdot CH_4 + 3{,}5 \cdot C_2H_6 + 5 \cdot C_3H_8 + 6{,}5 \cdot C_4H_{10} + 0{,}5 \cdot H_2) =$$
$$= \frac{1}{0{,}21} \cdot (2 \cdot 0{,}9168 + 3{,}5 \cdot 0{,}0686 + 5 \cdot 0{,}007 + 6{,}5 \cdot 0{,}0005 + 0{,}5 \cdot 0{,}0006)$$
$$= \frac{2{,}11225}{0{,}21} = 10{,}06\ {}^{Nm^3As}/_{Nm^3Comb}$$

Para determinar el exceso de aire aplicaremos la expresión:

$$\lambda = 1 + \left(\frac{\%CO_{2,max}}{\%CO_{2,real}} - 1\right) \cdot \frac{V_{gc,s,min}}{A_{s,min}}$$

Necesitaremos conocer la concentración de CO_2 teórica (máxima), así que determinaremos el volumen de CO_2 en los gases de escape

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\boldsymbol{V_{CO_2}} = 1 \cdot CH_4 + 2 \cdot C_2H_6 + 3 \cdot C_3H_8 + 4 \cdot C_4H_{10} =$$
$$= 1 \cdot 0{,}9168 + 2 \cdot 0{,}0686 + 3 \cdot 0{,}007 + 4 \cdot 0{,}0005 =$$
$$= 1{,}077 \ {}^{Nm^3CO_2}/_{Nm^3Comb}$$

El volumen mínimo de nitrógeno en los gases de escape:

$$\boldsymbol{V_{N_{2,min}}} = N_2 + 0{,}79 \cdot A_{s,min} = 0{,}0064 + 0{,}79 \cdot 10{,}06 = 7{,}9538 \ {}^{Nm^3N_2}/_{Nm^3Comb}$$

El volumen teórico de los gases de combustión es:

$$\boldsymbol{V_{gc,s,min}} = V_{CO_2} + V_{N_{2,min}} = 1{,}077 + 7{,}954 = 9{,}031 \ {}^{Nm^3gc}/_{Nm^3Comb}$$

Con todos estos datos podemos determinar la concentración máxima de CO2 en los gases de escape secos:

$$\%CO_{2,max} = \frac{\boldsymbol{V_{CO_2}}}{\boldsymbol{V_{CO_2}} + \boldsymbol{V_{N_{2,min}}}} \cdot 100 = 11{,}925$$

Seguidamente calcularemos el exceso de aire seco comburente:

$$\lambda = 1 + \left(\frac{\%CO_{2,max}}{\%CO_{2,real}} - 1\right) \cdot \frac{V_{gc,s,min}}{A_{s,min}} = 1 + \left(\frac{11{,}925}{10{,}52} - 1\right) \cdot \frac{9{,}031}{10{,}06} = 1{,}12$$

El aire seco necesario para realizar la combustión, según el exceso de aire será:

$$\boldsymbol{A_s} = \lambda \cdot A_{s,min} = 11{,}27 \ {}^{Nm^3As}/_{Nm^3Comb}$$

El nitrógeno presente en el aire

$$\boldsymbol{V_{N_2}} = N_2 + 0{,}79 \cdot A_s = 0{,}0064 + 0{,}79 \cdot 11{,}27 = 8{,}91 \ {}^{Nm^3N_2}/_{Nm^3Comb}$$

El volumen de oxígeno:

$$\boldsymbol{V_{O_2}} = (\lambda - 1) \cdot 0{,}21 \cdot A_{s,min} = (1{,}12 - 1) \cdot 0{,}21 \cdot 10{,}06 = 0{,}253 \ {}^{Nm^3N_2}/_{Nm^3Comb}$$

El vapor de agua en los gases de escape será la suma del agua generada en la combustión del hidrógeno y los hidrocarburos más el proveniente de la humedad del aire comburente. Para determinar el agua contenida en el aire comburente primero deberemos determinar su humedad específica, w(30 °C,45%) = 0,012kg$_{H2O}$/kg$_{As}$.

$$logP_{vs} = \frac{7{,}5 \cdot (T_s - 273{,}15)}{T_s - 35{,}85} + 2{,}7858$$

$$P_{vs} = 10^{\left(2{,}7858 + \frac{7{,}5 \cdot (303{,}15 - 273{,}15)}{303{,}1 - 35{,}85}\right)} = 3.955 \ Pa \rightarrow P_v = HR \cdot P_{vs} = 1.780 \ Pa$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$w = 0{,}622 \cdot \frac{p_v}{p_T - p_v} = 0{,}622 \cdot \frac{1.780}{101.325 - 1.780} = 0{,}011 \frac{kg_v}{kg_{as}}$$

$$\boldsymbol{V'_{H_2O}} = V_{H_2O} + Humedad$$
$$= 1 \cdot H_2 + 2 \cdot CH_4 + 3 \cdot C_2H_6 + 4 \cdot C_3H_8 + 5 \cdot C_4H_{10} + \frac{w}{0{,}622} \cdot A_s$$
$$= 1 \cdot 0{,}006 + 2 \cdot 0{,}9168 + 3 \cdot 0{,}0686 + 4 \cdot 0{,}007 + 5 \cdot 0{,}0005 + \frac{0{,}011}{0{,}622}$$
$$\cdot 11{,}27 = 2{,}293\ {}^{Nm^3H_2O}/_{Nm^3Comb}$$

$$V_{gc,s} = V_{CO2} + V_{N2} + V_{O2} = 1{,}077 + 8{,}91 + 0{,}253 = 10{,}24\ {}^{Nm^3gc}/_{Nm^3Comb}$$

$$V_{gc} = V_{gc,s} + V'_{H2O} = 10{,}271 + 2{,}293 = 12{,}564\ {}^{Nm^3gc}/_{Nm^3Comb}$$

A modo de resumen se presenta la producción de gases en base molar y base másica. Para obtener ésta última es necesario determinar el peso molecular del combustible.
El peso molecular del combustible será:

$$PM_{comb} = \sum_{i=1}^{n} y_i \cdot PM_i$$

$$PM_{comb} = 0{,}9168 \cdot 16 + 0{,}0686 \cdot 30 + 0{,}007 \cdot 44 + 0{,}0005 \cdot 58 + 0{,}0006 \cdot 2 + 0{,}0064 \cdot 28 = 17{,}24 \frac{kg}{kmol_{comb.}}$$

	Base molar/volumétrica y_i)			***Base másica (x_i)***		
	Nm³/Nm³comb.	**%gc,secos**	**%gc**	**kg/kgcomb**	**%gc,secos**	**%gc**
CO_2	1,077	10,49	8,57	2,748	0,155	0,136
N_2	8,910	86,75	70,92	14,467	0,815	0,718
O_2	0,284	2,76	2,26	0,527	0,030	0,026
H_2O	2,293	–	18,95	2,394	–	0,119
Total	12,564			20,136		
Total seco	10,271			17,743		

B. Para determinar el rendimiento del horno deberemos calcular en primer lugar el poder calorífico del combustible, aplicando la ley de Dulong:

$$\boldsymbol{PCI} = 10.780 \cdot H_2 + 35.880 \cdot CH_4 + 64.345 \cdot C_2H_6 + 93.210 \cdot C_3H_8 + 123.810 \cdot C_4H_{10} = 38030\ {}^{kJ}/_{Nm^3comb} = 48958\ {}^{kJ}/_{kg}$$

La potencia aportada será:

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{reacción}} = \dot{V}_{comb} \cdot PCI = \frac{175}{3600}\frac{Nm^3{}_{comb}}{s} \cdot 38030\, {}^{kJ}/_{Nm^3comb} = 1848{,}7\ kW$$

Dado que vamos a trabajar en condiciones normales (Nm³), tomaremos como referencia la temperatura de $T_{ref} = 273{,}15$ K

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{As,e}} = \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot \int_{273{,}15}^{303{,}15} c_{P,As} \cdot dT$$

$$= 1{,}12 \cdot 10{,}52 \frac{Nm^3{}_{As}}{Nm^3{}_{comb}} \cdot \frac{175}{3600}\frac{Nm^3{}_{comb}}{s} \cdot 38{,}88 \frac{kJ}{Nm^3{}_{As}} = 22{,}72\ kW$$

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{H2O,Ah,e}} = \frac{w}{0{,}622} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot \int_{273.15}^{303{,}15} c_{P,H2O} \cdot dT =$$

$$= \frac{0{,}012}{0{,}622}\left(\frac{Nm^3{}_{H2O}}{Nm^3{}_{As}}\right) \cdot 1{,}12 \cdot 10{,}52 \left(\frac{Nm^3{}_{As}}{Nm^3{}_{comb}}\right) \cdot \frac{175}{3600}\left(\frac{Nm^3{}_{comb}}{s}\right) \cdot$$

$$\cdot 44{,}98 \left(\frac{kJ}{Nm^3{}_{H2O}}\right) 0.0 = 0{,}497\ kW$$

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{comburente}} = \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{As,e}} + \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{H2O,Ah,e}} = 23{,}22\ kW$$

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{Combustible}} = \dot{m}_{comb} \cdot \sum_{i}^{n}\left[x_i \cdot \int_{273{,}15}^{303{,}15} c_{P,i} \cdot dT\right]$$

$$= \dot{m}_{comb}$$

$$\cdot \left[H_2 \cdot \int_{273{,}15}^{303{,}15} c_{P,H2} \cdot dT + CH_4. \cdot \int_{273{,}15}^{303{,}15} c_{P,CH4} \cdot dT + C_2H_6 \cdot \int_{273{,}15}^{303{,}15} c_{P,C2H6} \cdot dT\right.$$

$$+ C_3H_8 \cdot \int_{273{,}15}^{303{,}15} c_{P,C3H8} \cdot dT + C_4H_{10} \cdot \int_{273{,}15}^{303{,}15} c_{P,C4H10} \cdot dT + N_2$$

$$\left. \cdot \int_{273{,}15}^{303{,}15} c_{P,N2} \cdot dT\right]$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{Combustible}} = \frac{175}{3600}\frac{Nm^3{}_{comb}}{s} \cdot \left[0{,}0006\left(\frac{Nm^3{}_{H2}}{Nm^3{}_{comb}}\right)\cdot 38{,}66\left(\frac{kJ}{Nm^3{}_{H2}}\right) + 0{,}9168\left(\frac{Nm^3{}_{CH4}}{Nm^3{}_{comb}}\right) \cdot 47{,}09\left(\frac{kJ}{Nm^3{}_{CH4}}\right) + 0{,}0686\cdot 68{,}99 + 0{,}007\cdot 95{,}74 + 0{,}0005\cdot 129{,}38 + 0{,}0064\cdot 38{,}91\right] = 2{,}38\,kW$$

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{aportada}} = \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{reacci}\text{ó}\boldsymbol{n}} + \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{comburente}} + \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{Combustible}} = \boldsymbol{1.848,7 + 22,72 + 0,497 + 2,38 = 1.874,25\,kW}$$

Para determinar la potencia útil, debemos de tener en cuenta que un 13% de la fórmula se escapa por lo gases de escape:

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\text{ú}\boldsymbol{til}} = (1-0{,}13)\cdot \dot{m}_{formula}\cdot[c_P\cdot(T_s-T_e) + \lambda_{\text{fusion}}] = 0{,}87\cdot\frac{17{,}5\cdot 10^3}{24\cdot 3.600}\frac{kg}{s}\cdot\left[0{,}9405\,\frac{kJ}{\text{kg °C}}\cdot(1.500-25)ºC + 2.634\,\frac{kJ}{\text{kg}}\right] = 708{,}615\ kW$$

Por lo tanto, el rendimiento final del proceso en el horno será de un:

$$\eta_{horno} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\text{ú}\boldsymbol{til}}}{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{aportada}}} = \frac{708{,}615}{1874}\cdot 100 = 37{,}78\,\%$$

C. Las pérdidas por transmisión de calor a través de los cerramientos del horno.

Dado que no se da ningún dato sobre la presencia de inquemados en los gases de escape, podremos suponer que las únicas pérdidas son las correspondientes a los gases de escape, a las cenizas arrastradas y a los cerramientos.

$$\eta_{horno} = 1-\frac{\dot{Q}_{gc}}{\dot{Q}_{aportado}}-\frac{\dot{Q}_{tr}}{\dot{Q}_{aportado}}-\frac{\dot{Q}_{materia\ prima}}{\dot{Q}_{aportado}}$$

$$\dot{Q}_{gc} = V_{gc}\cdot\dot{m}_f\cdot\sum_i\left[x_i\cdot\int_{T_{ref}}^{T_{gc}}\frac{c_{p,i}\left({kJ}/{kmolK}\right)}{22{,}4}dT\right]$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{Q}_{gc} = V_{gc} \cdot \dot{m}_f \cdot \sum_i \left[\frac{x_i}{22,4} \cdot \left(a_i \cdot (T - T_{ref}) + \frac{b_i}{2} \cdot (T^2 - T_{ref}^2) + \frac{c_i}{3} \cdot (T^3 - T_{ref}^3) + \frac{d_i}{4} \cdot (T^4 - T_{ref}^4) \right) \right]$$

$$\dot{Q}_{gc} = 12,564 \frac{Nm^3_{gc}}{Nm^3_{comb.}} \cdot \frac{175}{3600} \frac{Nm^3_{comb.}}{s} \cdot \left[0,0857 \frac{Nm^3_{CO2}}{Nm^3_{gc}} \cdot 2.212,17 \frac{kJ}{Nm^3_{CO2}} + 0,7092 \frac{Nm^3_{N2}}{Nm^3_{gc}} \cdot 1.397,6 \frac{kJ}{Nm^3_{N2}} + 0,0226 \frac{Nm^3_{O2}}{Nm^3_{gc}} \cdot 1.483 \frac{kJ}{Nm^3_{O2}} + 0,1895 \frac{Nm^3_{H2O}}{Nm^3_{gc}} \cdot 1.721 \frac{kJ}{Nm^3_{H2O}} \right] = 941\ kW$$

El arrastre de fórmula por los gases de escape no debe considerar la fusión de ésta, siendo su temperatura la de salida de los gases de escape. Con estas consideraciones, tendremos que la potencia perdida por arrastre de materia prima es de:

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{materia\,prima}} = 0,13 \cdot \dot{m}_{formula} \cdot [c_P \cdot (T_s - T_e)] = = 0,13 \cdot \frac{17,5 \cdot 10^3}{24 \cdot 3.600} \frac{kg}{s} \cdot \left[0,9405 \frac{kJ}{\text{kg °C}} \cdot (1.000 - 25)ºC \right] = 24,14\ kW$$

Por lo tanto, despejando de la ecuación inicial obtendremos el valor de las pérdidas por transmisión de calor:

$$\frac{\dot{Q}_{tr}}{\dot{Q}_{aportado}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{gc}}{\dot{Q}_{aportado}} - \frac{\dot{Q}_{materia\,prima}}{\dot{Q}_{aportado}} - \eta_{horno} = 1 - \frac{941}{1.874} - \frac{24,14}{1.874} - 0,3778 = 0,1072$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{tr}} = 0,1072 \cdot 1874 = \mathbf{201\ kW}$$

D. Determinar la temperatura adiabática de llama.

La temperatura de llama viene dada por

$$\dot{Q}_{aportada} = \dot{Q}_{gc} = \dot{V}_{comb} \cdot \dot{V}_{gc} \cdot \bar{c}_{p,gc} \cdot (T_{gc} - T_{ref})$$

$$T_{gc} = \frac{\dot{Q}_{aportada}}{\dot{V}_{comb} \cdot \dot{V}_{gc} \cdot \bar{c}_{p,gc}} + T_{ref} = \frac{1.825,5}{\frac{175}{3.600} \cdot 12,564 \cdot 1,71} + 273 = 2.047K = 1.774ºC$$

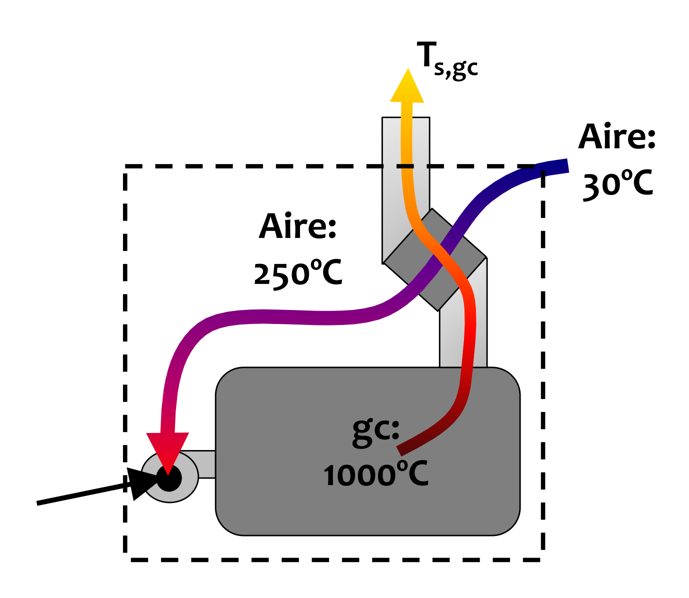
Utilizando las mismas correlaciones que en el problema 7, para una temperatura de 1000ºC, obtendremos el calor específico de los gases de escape:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$c_{Pgc}\,(1.000ºC) = c_{P,CO2}\cdot CO_2 + c_{P,N2}\cdot N_2 + c_{P,O2}\cdot O_2 + c_{P,H2O}\cdot H_2O =$$
$$= 57{,}07\cdot 0{,}0857 + 34{,}07\cdot 0{,}7092 + 35{,}94\cdot 0{,}0226 + 44{,}37\cdot 0{,}1895$$
$$= 38{,}27\ {}^{kJ}\!/_{Kmol\,K} = 1{,}71\ {}^{kJ}\!/_{Nm^3{}_{gc}\,K}$$

La temperatura de llama no se modifica si únicamente varío el caudal de combustible. Esto puede deducirse al observar la expresión de cálculo de dicha temperatura, pues numerador y denominador están afectados por el caudal de combustible y por eso se simplifica.

E. Estudiar qué ocurriría si el aire comburente fuera precalentado con los gases de escape del horno hasta una temperatura de 250 °C.



En primer lugar, deberemos determinar la nueva temperatura de salida de los gases de escape. Para lo cual estableceremos cuál es el fluido de menor capacidad térmica

aire:

$$\boldsymbol{A_s} = \lambda\cdot A_{s,min} = 11{,}27\ {}^{Nm^3As}\!/_{Nm^3Comb}$$

$$\bar{c}_{P,As}\left(\frac{250 + 30}{2} = 140ºC\right) = 1{,}321\ \frac{kJ}{K\cdot Nm^3}$$

$$C_{As} = 11{,}27\ \cdot 1{,}321 = 14{,}89\ kJ/K\cdot Nm^3_{comb}$$

Gases de combustión:

$$V_{gc} = 12{,}564\ {}^{Nm^3gc}\!/_{Nm^3Comb}$$

$$c_{Pgc}\,(1.000ºC) = 1{,}71\ {}^{kJ}\!/_{Nm^3{}_{gc}\,K}$$

$$C_{gc} = 12{,}564 \cdot 1{,}71 = 21{,}48\, kJ/K \cdot Nm^3_{comb}$$

Por lo tanto es el aire comburente el de menor $C_{as}<C_{gc}$

Conocido este dato, determinaremos la eficiencia del intercambio y a partir de ella la potencia intercambiada en el recuperador:

$$\varepsilon = \frac{250 - 30}{1.000 - 30} = 0{,}23$$

$$\dot{Q}_{recuperada} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot \left(T_{e,gc} - T_{e,As}\right) = 0{,}23 \cdot 14{,}89 \cdot (1.000 - 30) = 3322\, kJ/Nm^3_{comb}$$

Esta potencia es la recuperada de los gases de escape, por lo tanto, la temperatura de salida será:

$$\dot{Q}_{recuperada} = 3.322\, k = 21{,}48 \cdot \left(1.000 - T_{s,gc}\right) \rightarrow T_{s,gc} = 847ºC$$

Suponiendo que la potencia a suministrar será la misma y despreciando el aporte del combustible y del vapor de agua contenido en el aire húmedo, el nuevo caudal de combustible a emplear será:

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{aportada} \approx \dot{Q}_{reacción} + \dot{Q}_{As,e} = \dot{Q}_{pérdidas} + \dot{Q}_{útil}}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{aportada}} = \dot{V}'_{comb} \cdot PCI + \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \dot{V}'_{comb} \cdot \int_{273,15}^{523,15} c_{P,As} \cdot dT =$$

$$= (38.030 + 438{,}18) \cdot \dot{V}'_{comb}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{pérdidas}} = \boldsymbol{\dot{Q}_{gc}} + \boldsymbol{\dot{Q}_{materia\ prima}} + \boldsymbol{\dot{Q}_{Transmision}} = V_{gc} \cdot \dot{V}'_{comb} \cdot \sum_i^n \int_{273,15}^{1120} x_i c_{P,i} \cdot dT + 0{,}13 \cdot \dot{m}_{formula} \cdot [c_P \cdot (T_s - T_e)] + 201 =$$

$$= 12{,}564 \cdot \dot{V}'_{comb} \cdot [0{,}0857 \cdot 1.785{,}46 + 0{,}7092 \cdot 1.135{,}24 + 0{,}0226 \cdot 1.206{,}69 + 0{,}1895 \cdot 1.386{,}78] + 20{,}33 + 201 = 16.115 \cdot \dot{V}'_{comb} + 221{,}33$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{útil}} = 708{,}615\ \mathrm{kW}$$

$$\rightarrow \boldsymbol{\dot{V}'_{comb}} = 0{,}0416 \frac{Nm^3{}_{comb}}{s}$$

frente a $\boldsymbol{\dot{V}_{comb}} = 0{,}0486 \frac{Nm^3{}_{comb}}{s}$, lo que supone una reducción del 14,4% en el consumo de combustible.

El nuevo rendimiento de la combustión será

$$\eta = \frac{\boldsymbol{\dot{Q}_{útil}}}{\boldsymbol{\dot{Q}_{aportada}}} = \frac{708{,}615}{0{,}0416 \cdot \left(\begin{matrix}38.\\030 + 438\end{matrix}\right)} \cdot 100 = 44{,}3\%$$

El aumento del rendimiento se corresponde con el valor estándar de una mejora del 1% por cada 20 °C de reducción de los gases de escape.

La nueva temperatura de llama será:

$$t_{ad} = \frac{PCI + h_{comb} + h_{aire} \cdot A_s}{V_{gc} \cdot \bar{c}_{p,gc}} \equiv \frac{\dot{Q}_{aportada}}{\dot{m}_{comb} \cdot V_{gc} \cdot \bar{c}_{p,gc}} = \frac{0{,}0416 \cdot (38.030 + 438)}{12{,}564 \cdot 0{,}0416 \cdot 1{,}66} = 1.844ºC$$

$$\boldsymbol{c_{Pgc}}\,(847ºC) = c_{P,CO2} \cdot CO_2 + c_{P,N2} \cdot N_2 + c_{P,O2} \cdot O_2 + c_{P,H2O} \cdot H_2O = $$
$$= 55{,}82 \cdot 0{,}0857 + 33{,}24 \cdot 0{,}7092 + 35{,}37 \cdot 0{,}0226 + 42{,}59 \cdot 0{,}1895 =$$
$$= 37{,}23\ {}^{kJ}\!/_{Kmol\ K} = 1{,}66\ {}^{kJ}\!/_{Nm^3{}_{gc}\ K}$$

Aumentamos el rendimiento y la temperatura de llama y reducimos el consumo de combustible y el nivel de CO2 emitido a la atmósfera.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 13

Una caldera que se emplea para calentar agua, utiliza como combustible gasóleo C. Partiendo de los datos de funcionamiento mostrados en la tabla, determinar:

a) **Potencia Útil**
b) **Índice de exceso de aire empleado**
c) **Temperatura adiabática de llama.**
d) **Emisiones de CO_2**

Propiedades del combustible			Propiedades de la combustión		
PCI	41.500	kJ/ $kg_{comb.}$	Caudal de gases de combustión, base seca	2.850	Nm^3/h
$A_{s,min}$	10,61	$Nm^3/kg_{comb.}$	Caudal másico de combustible	216	kg/h
$V_{gc,s,min}$	10	$Nm^3/ kg_{comb.}$	Rendimiento caldera	85	%
Producción de vapor en la combustión	1	$kg_{H2O}/kg_{comb.}$	Condiciones ambientales		
Peso Molecular combustible	91	kg/kmol	$T_{amb.}$	27	°C
Calor específico	1,7	kJ/kgK	Humedad relat.	65	%

SOLUCIÓN

- La potencia útil la despejaremos de la expresión del rendimiento:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{m}_{fuel} \cdot PCI + \dot{Q}_{combustible} + \dot{Q}_{comburente}} \approx \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{m}_{fuel} \cdot PCI}$$

$$\dot{Q}_{util} = \eta_{caldera} \cdot \dot{m}_{fuel} \cdot PCI = 0{,}85 \cdot \frac{216}{3.600} \cdot 41.500 = 2.118\ kW$$

- Para determinar el factor de exceso de aire (λ) con los datos aportados, partiremos de la definición de los gases de escape secos:

$$V_{gc,s} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} = V_{CO_2} + V_{N_2,min} + V_{N_2,exceso} + V_{O_2}$$

$$V_{gc,s} = V_{gc,s,min} + V_{N_2,exceso} + V_{O_2} =$$

$$= V_{gc,s,min} + 0{,}79 \cdot (\lambda - 1) \cdot A_{s,min} + 0{,}21 \cdot (\lambda - 1) \cdot A_{s,min} =$$

$$= V_{gc,s,min} + (\lambda - 1) \cdot A_{s,min}$$

Despejando el índice de exceso de aire tendremos que

$$\lambda = 1 + \frac{V_{gc,s} - V_{gc,s,min}}{A_{s,min}} = 1 + \frac{\frac{2.850}{216} - 10}{10{,}61} = 1{,}3$$

- Para calcular la temperatura adiabática de llama estableceremos que toda la energía térmica aportada es absorbida únicamente por los gases de escape.
  Dentro de la energía aportada, en este caso consideraremos únicamente la generada por la combustión del combustible, despreciando la aportada por las corrientes de comburente y combustible.

$$\dot{Q}_{aport} = \dot{Q}_{gc}$$
$$\dot{m}_{fuel} \cdot PCI = \dot{m}_{fuel} \cdot V_{gc} \cdot c_{p,gc} \cdot (T_{ad.} - T_{ref})$$

El caudal de gases de combustión, resulta de la suma de tres términos: el caudal de gases de combustión secos, el caudal de vapor de agua generado en la combustión y el caudal de vapor de agua contenido en el aire ambiente utilizado como comburente:

$$V_{gc} = V_{gc,s} + V_{H2O,comb} + V_{Humedad}$$

El caudal de gases de combustión secos:

$$V_{gc,s} = V_{gc,s,min} + (\lambda - 1) \cdot A_{s,min} = 10 + (1{,}3 - 1) \cdot 10{,}61 = 13{,}2 \, \frac{Nm^3}{kg_{comb}}$$

El caudal de vapor de agua generado en la combustión es un dato de enunciado:

$$V_{H2O,comb} = 1 \left(\frac{kg_{H_2O}}{kg_{comb}}\right) \cdot \frac{1}{18} \left(\frac{kmol}{kg_{H_2O}}\right) \cdot 22{,}4 \left(\frac{Nm^3}{kmol}\right) = 1{,}24 \, \frac{Nm^3}{kg_{comb}}$$

El caudal de agua introducido por la humedad del aire ambiente será:

$$V_{Humedad} = w \cdot \lambda \cdot A_{s,min} = 0{,}0234 \cdot 1{,}3 \cdot 10{,}61 = 0{,}323 \, \frac{Nm^3}{kg_{comb}}$$

La humedad específica:

$$p_{vs}(T_{amb.}) = 10^{\left(2{,}7858 + 7{,}5 \cdot \frac{T_{amb.} - 273{,}16}{T_{amb.} - 35{,}85}\right)} = 10^{\left(2{,}7858 + 7{,}5 \cdot \frac{300{,}15 - 273{,}15}{300{,}15 - 35{,}85}\right)} = 3.564 \, Pa$$

$$w_{amb.} = 0{,}622 \cdot \frac{p_{v,s}(T_{amb.}) \cdot HR_{amb}}{p_T - p_{v,s}(T_{amb.}) \cdot HR_{amb.}}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$w_{amb.} = 0{,}622 \cdot \frac{3.564 \cdot 0{,}65}{101.325 - 3.564 \cdot 0{,}65} = 0{,}0234\ {}^{kg_v}/_{kg_{as}}$$

En consecuencia, el volumen de gases de combustión será:

$$V_{gc} = 13{,}2 + 1{,}24 + 0{,}323 = 14{,}763\ \frac{Nm^3}{kg_{comb}}$$

La temperatura adiabática de llama tendré un valor de:

$$T_{ad.} = \frac{PCI}{V_{gc} \cdot c_{p,gc}} + T_{ref} =$$

$$= \frac{41.500\ \left(\frac{kJ}{kg_{comb}}\right)}{14{,}763\ \left(\frac{Nm^3}{kg_{comb}}\right) \cdot 1{,}7\ \left(\frac{kJ}{kg_{comb}K}\right) \cdot 91 \left(\frac{kg_{comb}}{kmol}\right) \cdot \frac{1}{22{,}4} \left(\frac{kmol}{Nm^3}\right)} + 273$$

$$= 680\ K$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 14

Una caldera consume en 24 h, 152,5 kg de gasóleo C (PCI = 40.000 kJ/kg).

Determinar el diagrama Sankey y rendimiento de la caldera. Se dispone de la siguiente información adicional: temperatura de los humos:210◦ C, coeficiente de exceso de aire:λ = 1,2, pérdidas por inquemados: 2% de la aportada, pérdidas por las paredes: 3,8 kW.

El comburente y el combustible entra en condiciones ambientales: 101.300 Pa, T_{seca} = 25◦ C, HR = 50%.

Composición gravimétrica (en peso) del gasóleo C: 85,7% de C, 10,5% de H, 0,52% de N, 0,4% de O, 2,8% de S y 0,08% de cenizas.

Considerar que el calor específico de los gases de escape es, $c_{p,g}$ = 1,1 kJ/kgK

SOLUCIÓN

La energía aportada está formada por cuatro términos:

$$\dot{Q}_{aport.} = \dot{Q}_{aire\ seco} + \dot{Q}_{humedad\ aire} + \dot{Q}_{combustible} + \dot{Q}_{reacción}$$

$$\dot{Q}_{reacción} = \dot{m}_{fuel} \cdot PCI = \frac{152,5}{24 \cdot 3.600} \cdot 40.000 = 70,6\ kW$$

Para calcular la energía aportada por el aire seco y la humedad contenida en el mismo, en primer lugar, debemos determinar el aire seco mínimo, en función de su composición. Las especies que se oxidan serán el carbono, el hidrógeno y el azufre:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

$$H + {}^1/_4\, O_2 \rightarrow {}^1/_2\, H_2O$$

$$S + O_2 \rightarrow SO_2$$

Por lo tanto:

$$O_{2,min} = 1 \cdot \frac{32}{12}\left(\frac{kg_{O_2}}{kg_C}\right) \cdot C \left(\frac{kg_C}{kg_{fuel}}\right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{32}{1}\left(\frac{kg_{O_2}}{kg_H}\right) \cdot H \left(\frac{kg_H}{kg_{fuel}}\right) + 1 \cdot \frac{32}{32}\left(\frac{kg_{O_2}}{kg_S}\right) \cdot S \left(\frac{kg_S}{kg_{fuel}}\right) - 0,5\left(\frac{kg_{O_2}}{kg_O}\right) O \left(\frac{kg_O}{kg_{fuel}}\right)$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$O_{2,min} = 2{,}66 \cdot 0{,}857 + 0{,}25 \cdot 32 \cdot 0{,}105 + 1 \cdot 0{,}028 - 0{,}5 \cdot 0{,}004 = 3{,}1546 \frac{kg_{O_2}}{kg_{fuel}}$$

$$A_{s,min} = \frac{O_{2,min}}{0{,}234 \left(\frac{kg_{O2}}{kg_{As}}\right)} = 13{,}44 \frac{kg_{A_s}}{kg_{fuel}}$$

$$\dot{Q}_{aire,seco} = \dot{m}_{fuel} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{aire}} c_{p,as} \cdot dT = \frac{152{,}5}{24 \cdot 3.600} \cdot 1{,}2 \cdot 13{,}44 \cdot 1 = 0{,}02846\ kW$$

En vista de este resultado, despreciaremos la energía aportada por la humedad presente en el aire y por la corriente de combustible, que serán aún menores que la del aire seco. Por lo tanto, la energía aportada será:

$$\dot{Q}_{aport.} = 70{,}6 + 0{,}02846 = 70{,}63\ kW$$

A continuación, hay que calcular las pérdidas:

- Pérdidas por transmisión de calor a través de las paredes: $\dot{Q}_{tr.} = 3{,}8\ kW$

- Pérdidas por inquemados: $\dot{Q}_{inq.} = 0{,}02 \cdot \dot{Q}_{aport.} = 0{,}02 \cdot 70{,}64 = 1{,}41\ kW$

Del balance másico en la caldera, obtenemos:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{As} = \dot{m}_{fuel} \cdot \left(1 + \lambda \cdot A_{s,min}\right)$$

- Pérdidas por los gases de escape :

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{gc} \cdot c_{p,as} \cdot \left(T_{gc} - T_{ref}\right) = \dot{m}_{fuel} \cdot \left(1 + \lambda \cdot A_{s,min}\right) \cdot c_{p,gc} \cdot \left(T_{gc} - T_{ref}\right)$$

$$\dot{Q}_{gc} = \frac{152{,}5}{24 \cdot 3.600} \cdot (1 + 1{,}2 \cdot 13{,}44) \cdot 1{,}1 \cdot (210 + 273{,}15 - 273{,}15) = 6{,}98\ kW$$

El último flujo energético que debemos determinar es la potencia útil obtenida. Ésta la obtendremos despejándola del balance energético en la caldera:

$$\dot{Q}_{aport.} = \dot{Q}_{útil} + \dot{Q}_{tr} + \dot{Q}_{inq} + \dot{Q}_{gc}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{Q}_{útil} = \dot{Q}_{aport.} - \dot{Q}_{tr} - \dot{Q}_{inq} - \dot{Q}_{gc} = 70{,}63 - 3{,}8 - 1{,}41 - 6{,}98 = 58{,}44 \; kW$$

El rendimiento de la caldera lo obtendremos realizando el cociente entre la potencia útil y la potencia aportada:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{aport.}} = \frac{58{,}44}{70{,}63} = 0{,}8274$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 15

En un horno de cocción de arcilla de 2.475 kW de potencia útil se necesita obtener una temperatura de 1.350ºC, para ello se piensa utilizar como combustible un combustible líquido de composición másica: 85%C, 12%H_2, 0,1% O_2, 2% S y 0,9%N_2, con un poder calorífico inferior de 8.450 kcal/kg. El horno presenta un rendimiento del 82% utilizando aire precalentado a 225ºC como comburente, con una humedad específica de 0,01352 kg_v/kg_{as}.

Determinar:

- **Caudal de combustible necesario**
- **Caudal volumétrico de aire**
- **Tasa de emisiones de CO_2 por kg de combustible,**
- **La temperatura adiabática de llama. En caso de que esta temperatura no sea 100ºC superior a la necesaria en el horno proponer alguna forma de poder alcanzarla, razonando la respuesta.**

Nota:

- **Considerar el calor específico de los gases de combustión constante e igual al valor: c_p = 1,34 kJ/kgK**
- **El índice de exceso de aire promedio en el horno es λ = 2**
- **Despreciar el calor aportado por la corriente de combustible**

SOLUCIÓN

- Caudal de combustible necesario

El caudal de combustible necesario lo determinaremos despejándolo de la expresión del rendimiento del horno:

$$\eta_{horno} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{aportado}} \approx \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{reacción} + \dot{Q}_{a.s} + \dot{Q}_{humedad}}$$

El rendimiento y la potencia térmica útil son datos conocidos, por lo tanto, vamos a calcular el resto de parámetros en función del caudal de combustible:

$$\dot{Q}_{reacción} = \dot{m}_{fuel} \cdot PCI$$

$$\dot{Q}_{a.s} = \dot{m}_{fuel} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \Delta h_{as} = \dot{m}_{fuel} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{aire}} c_{p,as} \cdot dT$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{Q}_{humedad} = \dot{m}_{fuel} \cdot w \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \Delta h_v = \dot{m}_{fuel} \cdot w \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{aire}} c_{p,v} \cdot dT$$

Así, el caudal de combustible, vendrá determinado por la expresión:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\eta_{horno} \cdot \left[PCI + \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{aire}} c_{p,as} \cdot dT + w \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{aire}} c_{p,v} \cdot dT\right]}$$

En la ecuación anterior tenemos como parámetros a calcular, el aire seco mínimo y las entalpías del aire seco y del vapor de agua.

En primer lugar determinaremos el parámetro $A_{s,min}$.. Las sustancias que se oxidarán en la reacción de combustión serán el C, H2 y S, según las reacciones:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

$$H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow H_2O$$

$$S + O_2 \rightarrow SO_2$$

Por lo tanto:

$$O_{2,min} = 1 \left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_C}\right) \cdot \frac{32 \left(\frac{kg_{O_2}}{kmol_{O_2}}\right)}{12 \left(\frac{kg_C}{kmol_C}\right)} \cdot x_C \left(\frac{kg_C}{kg_{fuel}}\right) + 0{,}5 \left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_{H_2}}\right) \cdot \frac{32 \left(\frac{kg_{O_2}}{kmol_{O_2}}\right)}{2 \left(\frac{kg_{H_2}}{kmol_{H_2}}\right)}$$
$$\cdot x_{H_2} \left(\frac{kg_{H_2}}{kg_{fuel}}\right) + 1 \left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_S}\right) \cdot \frac{32 \left(\frac{kg_{O_2}}{kmol_{O_2}}\right)}{32 \left(\frac{kg_S}{kmol_S}\right)} \cdot x_S \left(\frac{kg_S}{kg_{fuel}}\right) - x_{O_2}$$

$$O_{2,min} = 1 \cdot \frac{32}{12} \cdot 0{,}85 + 0{,}5 \cdot \frac{32}{2} \cdot 0{,}12 + 1 \cdot \frac{32}{32} \cdot 0{,}02 - 0{,}001 = 3{,}246 \left(\frac{kg_{O_2}}{kg_{fuel}}\right)$$

$$O_{2,min} = 3{,}246 \left(\frac{kg_{O_2}}{kg_{fuel}}\right) = 3{,}246 \cdot \frac{22{,}4 \left(\frac{Nm^3{}_{O_2}}{kmol_{O_2}}\right)}{32 \left(\frac{kg_{O_2}}{kmol_{O_2}}\right)} = 2{,}272 \left(\frac{Nm^3{}_{O_2}}{kg_{fuel}}\right)$$

$$\boldsymbol{A_{s,min}} = \frac{O_{2,min}}{0{,}21 \left(\frac{Nm^3{}_{O_2}}{Nm^3{}_{A_s}}\right)} = \frac{2{,}272 \left(\frac{Nm^3{}_{O_2}}{kg_{fuel}}\right)}{0{,}21 \left(\frac{Nm^3{}_{O_2}}{Nm^3{}_{A_s}}\right)} = \mathbf{10{,}82} \left(\frac{\mathbf{Nm^3{}_{A_s}}}{\mathbf{kg_{fuel}}}\right) = 10{,}82 \cdot \frac{28{,}97 \left(\frac{kmol_{A_s}}{kg_{A_s}}\right)}{22{,}4 \left(\frac{Nm^3{}_{A_s}}{kmol_{A_s}}\right)}$$
$$= \mathbf{13{,}99} \left(\frac{\mathbf{kg_{A_s}}}{\mathbf{kg_{fuel}}}\right)$$

Las entalpías del aire seco y del vapor de agua las calcularemos teniendo en cuenta las correlaciones.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\Delta \boldsymbol{h_{as}} = \int_{T_{ref}=273}^{T_{aire}=225+273} (28{,}11 + 0{,}1967 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0{,}4802 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 1{,}966 \cdot 10^{-9} \cdot T^3)$$

$$\cdot dT = 6.633{,}15 \frac{kJ}{kmol_{A_s}} = \mathbf{228{,}97} \frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg_{A_s}}}$$

$$\Delta \boldsymbol{h_{H_2O}} = \int_{T_{ref}}^{T_{aire}=225+273} (32{,}24 + 0{,}1923 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1{,}055 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 3{,}595 \cdot 10^{-9} \cdot T^3)$$

$$\cdot dT = 7.733{,}57 \frac{kJ}{kmol_{H_2O}} = \mathbf{429{,}67} \frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg_{H_2O}}}$$

Con estos datos calculados, podemos determinar el caudal másico de combustible:

$$\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{fuel}} = \frac{2.475}{0{,}82 \cdot [8.450 \cdot 4{,}18 + 2 \cdot 13{,}99 \cdot 228{,}97 + 0{,}01352 \cdot 2 \cdot 13{,}99 \cdot 429{,}67]} =$$

$$= \frac{2.475}{0{,}82 \cdot [35.321 + 6.406{,}6 + 162{,}54]} = \mathbf{0{,}0715} \frac{\boldsymbol{kg}}{\boldsymbol{s}}$$

- Caudal volumétrico de aire

$$\boldsymbol{A_h} = A_{s,min} \cdot (1 + w) \cdot \lambda \cdot \dot{m}_{fuel} = 10{,}82 \left(\frac{Nm^3{}_{A_S}}{kg_{fuel}}\right) \cdot \left(1 + \frac{0{,}01352}{0{,}622}\right) \cdot 2 \cdot 0{,}0715 \left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right)$$

$$= \mathbf{1{,}547 \cdot 1{,}022} = \mathbf{1{,}581} \frac{\boldsymbol{Nm^3{}_{A_h}}}{\boldsymbol{s}}$$

En las condiciones de entrada (T = 225°C), teniendo en cuenta la consideración de gas ideal, el caudal será:

$$\frac{A_h}{T} = \left.\frac{A_h}{T}\right|_N \rightarrow \boldsymbol{A_h} = A_{h,N} \cdot \frac{T}{T_N} = 1{,}581 \cdot \frac{273{,}15 + 225}{273{,}15} = \mathbf{2{,}88} \frac{\boldsymbol{m^3{}_{A_h}}}{\boldsymbol{s}}$$

- Tasa de emisiones de CO2 por kg de combustible,

La generación de CO2 es de: $\boldsymbol{V_{CO_2}} = 1 \left(\frac{kmol_{CO_2}}{kmol_C}\right) \cdot \frac{44 \left(\frac{kg_{O_2}}{kmol_{O_2}}\right)}{12 \left(\frac{kg_C}{kmol_C}\right)} \cdot x_C \left(\frac{kg_C}{kg_{fuel}}\right) = \mathbf{3{,}117} \frac{\boldsymbol{kg_{CO_2}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}$

Teniendo en cuenta el consumo de combustible:

$$\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{CO_2}} = \dot{m}_{fuel} \cdot V_{CO_2} = 0{,}0715 \cdot 3{,}117 = \mathbf{0{,}223} \frac{\boldsymbol{kg_{CO_2}}}{\boldsymbol{s}}$$

- La temperatura adiabática de llama. En caso de que esta temperatura no sea 100°C superior a la necesaria en el horno proponer alguna forma de poder alcanzarla, razonando la respuesta.

Para conocer la temperatura adiabática debemos de despejarla del balance energético del horno, teniendo en cuenta que toda la energía térmica aportada se transmite únicamente a los gases de escape:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{Q}_{aportado} = \dot{Q}_{gc}$$

El primer término de la igualdad ya lo hemos determinado, mientras que el segundo término, dado que nos dan un valor promedio de los gases de escape, tendrá la expresión:

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{fuel} \cdot V_{gc} \cdot c_{p,gc} \cdot (T_{ad} - T_{ref.})$$

El término para calcular en la expresión anterior es el volumen de gases de combustión

$$V_{gc} = V_{CO2} + V_{N2} + V_{O2} + V_{H2O}$$

$$\boldsymbol{V_{N_2}} = x_{N_2} + 0{,}79 \left(\frac{kmol_{N_2}}{kmol_{A_s}}\right) \cdot \frac{28 \left(\frac{kg_{N_2}}{kmol_{N_2}}\right)}{28{,}97 \left(\frac{kg_{A_s}}{kmol_{A_s}}\right)} \cdot \lambda \cdot A_{s,min} =$$

$$= 0{,}009 + 0{,}79 \cdot \frac{28}{28{,}97} \cdot 2 \cdot 13{,}99 = \boldsymbol{21,37 \frac{kg_{N_2}}{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{O_2}} = (\lambda - 1) \cdot 0{,}21 \cdot \left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_{A_s}}\right) \cdot \frac{32 \left(\frac{kg_{O_2}}{kmol_{O_2}}\right)}{28{,}97 \left(\frac{kg_{A_s}}{kmol_{A_s}}\right)} \cdot A_{s,min} =$$

$$= (2 - 1) \cdot 0{,}21 \cdot \frac{32}{28{,}97} \cdot 13{,}99 = \boldsymbol{3,245 \frac{kg_{N_2}}{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{H_2O}} = 1 \left(\frac{kmol_{H_2O}}{kmol_{H_2}}\right) \cdot \frac{18 \left(\frac{kg_{H_2O}}{kmol_{H_2O}}\right)}{2 \left(\frac{kg_{H_2}}{kmol_{H_2}}\right)} \cdot x_{H_2} \left(\frac{kg_{H_2}}{kg_{fuel}}\right) = 1 \cdot \frac{18}{2} \cdot 0{,}12 = \boldsymbol{1,08 \frac{kg_{H_2O}}{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{humedad}} = w \cdot \lambda \cdot A_{s,min} = 0{,}01352 \cdot 2 \cdot 13{,}99 = \boldsymbol{0,378 \frac{kg_{H_2O}}{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{gc}} = V_{CO2} + V_{N2} + V_{O2} + V_{H2O} = 3{,}117 + 21{,}37 + 3{,}245 + 1{,}08 + 0{,}378$$
$$= \boldsymbol{29,15 \frac{kg_{gc}}{kg_{fuel}}}$$

Ahora podemos despejar la temperatura adiabática de la expresión del balance energético:

$$T_{ad} = \frac{\dot{Q}_{aportado}}{\dot{m}_{fuel} \cdot V_{gc} \cdot c_{p,gc}} =$$

$$= \frac{\dot{m}_{fuel} \cdot \left[PCI + \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{aire}} c_{p,as} \cdot dT + w \cdot \lambda \cdot A_{s,min} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{aire}} c_{p,v} \cdot dT\right]}{\dot{m}_{fuel} \cdot V_{gc} \cdot c_{p,gc}} + T_{ref.} =$$

$$= \frac{[35.321 + 6.406{,}6 + 162{,}54]}{29{,}15 \cdot 1{,}34} = 1.072{,}4\ ºC < 1.350 + 100 = 1.450ºC$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Podría utilizar un combustible de mayor poder calorífico, o disminuir el caudal de gases de escape, reduciendo el valor del índice de exceso de aire, si es posible, o bien, utilizando el sistema de oxicombustión, con lo que nos ahorraríamos el caudal de nitrógeno proveniente del aire comburente, que supone más del 60% de los gases de escape.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 16

Un carbón de composición másica: 51,7%C, 4%H2, 27,7% O_2, 0,6% S, 1%N_2, 16% de humedad y 6% de cenizas se quema en una caldera a razón de 1 tonelada por minuto.

Determinar:

a) **Caudal volumétrico de aire necesario para realizar una combustión con un índice de exceso de aire de 1,3**
b) **Caudal volumétrico de humos considerando que se sólo el 80% del carbono se oxida completamente, mientras que el 20% lo hace de forma incompleta.**
c) **Potencia útil obtenida considerando que las pérdidas por transmisión son del orden del 2% de la potencia útil.**

Nota:

- **Poder calorífico: 32.000 kJ/kg**
- **Calor específico de las cenizas: $c_{p,cz}$ = 0,97 kJ/kgK**
- **Peso molecular de las cenizas: 35 kg/kmol**
- **Calor específico de los gases de escape: $c_{p,gc}$ = 1,27 kJ/kgK**
- **Temperatura de los gases de escape: 200°C**
- **Despreciar la humedad contenida en el aire comburente y el aporte energético del comburente y de la corriente combustible.**

SOLUCIÓN

a) Caudal volumétrico de aire necesario para realizar una combustión con un índice de exceso de aire de 1,3

Para calcular el aire necesario consideramos que todo el carbono se oxida, únicamente para determinar los gases de escape, tendremos en cuenta que se oxida completamente un 80%, mientras que el otro 20% lo hace parcialmente.

Las especies que se oxidan son el C, H2 y S, según las reacciones:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$$

$$S + O_2 \rightarrow SO_2$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Por lo tanto, la proporción mínima de aire en relación con el combustible:

$$O_{2,min} = 1\left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_C}\right)\cdot\frac{1}{12\left(\frac{kg_C}{kmol_C}\right)}\cdot x_C\left(\frac{kg_C}{kg_{fuel}}\right) + 0{,}5\left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_{H_2}}\right)\cdot\frac{1}{2\left(\frac{kg_{H_2}}{kmol_{H_2}}\right)}\cdot$$

$$\cdot x_{H_2}\left(\frac{kg_{H_2}}{kg_{fuel}}\right) + 1\left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_S}\right)\cdot\frac{1}{32\left(\frac{kg_S}{kmol_S}\right)}\cdot x_S\left(\frac{kg_S}{kg_{fuel}}\right) - x_{O_2}\cdot\frac{1}{32\left(\frac{kg_{O_2}}{kmol_{O_2}}\right)}$$

$$O_{2,min} = 1\cdot\frac{1}{12}\cdot 0{,}517 + 0{,}5\cdot 0{,}04\cdot\frac{1}{2} + 1\cdot 0{,}006\cdot\frac{1}{32} - 0{,}277\cdot\frac{1}{32} = 0{,}0446\left(\frac{kmol_{O_2}}{kg_{fuel}}\right)$$

$$= 1\left(\frac{Nm^3{}_{O_2}}{kg_{fuel}}\right)$$

$$\boldsymbol{A_{s,min}} = \frac{O_{2,min}}{0{,}21\left(\frac{Nm^3{}_{O_2}}{Nm^3{}_{A_S}}\right)} = \frac{0{,}0446\left(\frac{kmol_{O_2}}{kg_{fuel}}\right)}{0{,}21\left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_{A_S}}\right)} = 0{,}2124\left(\frac{kmol_{A_S}}{kg_{fuel}}\right) = \boldsymbol{4{,}76\left(\frac{Nm^3{}_{A_S}}{kg_{fuel}}\right)} =$$

$$= 6{,}15\left(\frac{kg_{A_S}}{kg_{fuel}}\right)$$

El caudal de aire en condiciones normales es:

$$\boldsymbol{A_s} = \dot{m}_{fuel}\cdot\lambda\cdot A_{s,min} = \frac{1.000}{60}\left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right)\cdot 1{,}3\cdot 4{,}76\left(\frac{Nm^3{}_{A_S}}{kg_{fuel}}\right) = \boldsymbol{103{,}3\ \frac{Nm^3{}_{A_s}}{s}}$$

b) Caudal volumétrico de humos considerando que se sólo el 80% del carbono se oxida completamente, mientras que el 20% lo hace de forma incompleta.

El caudal de gases de escape lo determinaremos sumando la producción de cada uno de los gases productos de la combustión y la de los gases inertes a la oxidación, que se evacúan por la chimenea:

$$\boldsymbol{V_{CO_2}} = 1\left(\frac{kmol_{CO_2}}{kmol_C}\right)\cdot\frac{1}{12\left(\frac{kg_C}{kmol_C}\right)}\cdot 0{,}8\cdot x_C\left(\frac{kg_C}{kg_{fuel}}\right) = \boldsymbol{0{,}0345\ \frac{kmol_{CO_2}}{kg_{fuel}}} = \boldsymbol{0{,}772\ \frac{Nm^3_{CO_2}}{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{CO}} = 1\left(\frac{kmol_{CO}}{kmol_C}\right)\cdot\frac{1}{12\left(\frac{kg_C}{kmol_C}\right)}\cdot 0{,}2\cdot x_C\left(\frac{kg_C}{kg_{fuel}}\right) = \boldsymbol{0{,}00862\ \frac{kmol_{CO}}{kg_{fuel}}} = \boldsymbol{0{,}193\ \frac{Nm^3_{CO}}{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{N_2}} = x_{N_2} + 0{,}79\left(\frac{kmol_{N_2}}{kmol_{A_s}}\right)\cdot\lambda\cdot A_{s,min}\left(\frac{kmol_{A_S}}{kg_{fuel}}\right) =$$

$$= 0{,}01\left(\frac{kg_{N_2}}{kg_{fuel}}\right)\cdot\frac{1}{28\left(\frac{kg_{N_2}}{kmol_{N_2}}\right)} + 0{,}79\cdot 1{,}3\cdot 0{,}2124 = 0{,}2185\ \boldsymbol{\frac{kmol_{N_2}}{kg_{fuel}}} = \boldsymbol{4{,}89\ \frac{Nm^3_{N_2}}{kg_{fuel}}}$$

La cantidad de oxígeno que pasa a los gases de escape será la correspondiente al exceso de aire empleado, más la cantidad de oxígeno que no se llega a combinar con el C para formar CO2 y se queda en monóxido.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\boldsymbol{V_{O_2}} = (\lambda-1)\cdot 0{,}21\cdot\left(\frac{kmol_{O_2}}{kmol_{A_s}}\right)\cdot A_{s,min}\left(\frac{kmol_{A_s}}{kg_{fuel}}\right) + \frac{1}{2}\cdot 0{,}2\cdot x_c\cdot\frac{1}{12} =$$

$$= (1{,}3-1)\cdot 0{,}21\cdot 0{,}2124 + \frac{0{,}2\cdot 0{,}517}{2\cdot 12} = 0{,}0133812 + 0{,}00431 =$$

$$= 0{,}0177\ \frac{\boldsymbol{kmol_{O_2}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}} = \boldsymbol{0{,}396}\ \frac{\boldsymbol{Nm^3_{O_2}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{SO_2}} = \boldsymbol{1}\cdot\left(\frac{kmol_{SO_2}}{kmol_S}\right)\cdot x_S = 1\cdot 0{,}006\left(\frac{kg_S}{kg_{fuel}}\right)\cdot\frac{1}{32\left(\frac{kg_S}{kmol_S}\right)} = 0{,}0001875\ \frac{\boldsymbol{kmol_{SO_2}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}$$

$$= \boldsymbol{0{,}0042}\ \frac{\boldsymbol{Nm^3_{SO_2}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{H_2O}} = \boldsymbol{V_{humedad}} + \boldsymbol{V_{H_2O,comb}} = x_{H_2O} + 1\cdot\left(\frac{kmol_{H_2O}}{kmol_{H_2}}\right)\cdot x_{H_2}\left(\frac{kg_{H_2}}{kg_{fuel}}\right)\cdot\frac{1}{2\left(\frac{kg_{H_2}}{kmol_{H_2}}\right)} =$$

$$= 0{,}16\left(\frac{kg_{H_2O}}{kg_{fuel}}\right)\cdot\frac{1}{18\left(\frac{kg_{H_2O}}{kmol_{H_2}}\right)} + 1\left(\frac{kmol_{H_2O}}{kmol_{H_2}}\right)\cdot 0{,}04\left(\frac{kg_{H_2}}{kg_{fuel}}\right)\cdot\frac{1}{2\left(\frac{kg_{H_2}}{kmol_{H_2}}\right)}$$

$$= \boldsymbol{0{,}029}\ \frac{\boldsymbol{kmol_{H_2O}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}} = \boldsymbol{0{,}647}\ \frac{\boldsymbol{Nm^3_{H_2O}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}$$

$$\boldsymbol{V_{gc,s}} = V_{CO2} + V_{CO} + V_{N2} + V_{O2} + V_{SO2} = 0{,}772 + 0{,}193 + 4{,}89 + 0{,}396 + 0{,}0042$$

$$= 6{,}256\left(\frac{\boldsymbol{Nm^3_{gc,s}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}\right)$$

$$\boldsymbol{V_{gc,s}} = V_{CO2} + V_{CO} + V_{N2} + V_{O2} + V_{SO2}$$

$$= \boldsymbol{0{,}0345} + \boldsymbol{0{,}00862} + 0{,}2185 + 0{,}0177 + 0{,}0001875$$

$$= 0{,}2795\left(\frac{\boldsymbol{kmol_{gc,s}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}\right)$$

$$\boldsymbol{\dot{V}_{gc,s}} = \boldsymbol{V_{gc,s}}\cdot\dot{m}_{fuel} = \frac{1.000}{60}\left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right)\cdot 6{,}256\left(\frac{\boldsymbol{Nm^3_{gc,s}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}\right) = \boldsymbol{104{,}27}\left(\frac{\boldsymbol{Nm^3_{gc,s}}}{\boldsymbol{s}}\right)$$

$$\boldsymbol{V_{gc}} = \boldsymbol{V_{gc,s}} + V_{H2O} = 6{,}256 + 0{,}647 = 6{,}903\left(\frac{\boldsymbol{Nm^3_{gc}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}\right)$$

$$\boldsymbol{V_{gc}} = \boldsymbol{V_{gc,s}} + V_{H2O} = 0{,}2795 + 0{,}029 = 0{,}3085\left(\frac{\boldsymbol{kmol_{gc}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}\right)$$

$$\boldsymbol{\dot{V}_{gc}} = \boldsymbol{V_{gc}}\cdot\dot{m}_{fuel} = \frac{1.000}{60}\left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right)\cdot 6{,}903\left(\frac{\boldsymbol{Nm^3_{gc}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}\right) = \boldsymbol{115{,}05}\left(\frac{\boldsymbol{Nm^3_{gc}}}{\boldsymbol{s}}\right)$$

c) Potencia útil obtenida considerando que las pérdidas por transmisión son del orden del 2% de la potencia útil.

La potencia útil la despejaremos a partir del balance energético en la caldera:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{Q}_{útil} = \dot{Q}_{aportado} - \left(\dot{Q}_{gc} + \dot{Q}_{trans.} + \dot{Q}_{inq} + \dot{Q}_{cz}\right) =$$
$$= \dot{Q}_{aportado} - \left(\dot{Q}_{gc} + 0{,}02 \cdot \dot{Q}_{útil} + \dot{Q}_{inq} + \dot{Q}_{cz}\right)$$

$$\dot{Q}_{útil} = \frac{\dot{Q}_{aportado} - \left(\dot{Q}_{gc} + \dot{Q}_{inq} + \dot{Q}_{cz}\right)}{1{,}02}$$

La potencia aportada será en su totalidad por la combustión del combustible, ya que se desprecian los aportes de las corrientes de comburente y combustible:

$$\dot{Q}_{aportado} = \dot{m}_{fuel} \cdot PCI = \frac{1.000}{60}\left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right) \cdot 32.000\left(\frac{kJ}{kg_{fuel}}\right) = 533.333\ kW$$

La potencia térmica perdidas por las cenizas:

$$\dot{Q}_{cz} = \dot{m}_{fuel}\left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right) \cdot x_{cz}\left(\frac{kg_{cz}}{kg_{fuel}}\right) \cdot c_{p,cz}\left(\frac{kJ}{kg\ K}\right) \cdot \left(T_{cz} - T_{ref.}\right)(K)$$

$$\dot{Q}_{cz} = \frac{1.000}{60}\left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right) \cdot 0{,}06\left(\frac{kg_{cz}}{kg_{fuel}}\right) \cdot 0{,}97\left(\frac{kJ}{kg\ K}\right) \cdot (200 - 0)\ (K) = 194\ kW$$

La potencia perdida por la combustión incompleta del C, es decir, por la no oxidación del CO, puede estimarse a partir de la cantidad de energía que deja de liberarse por la no oxidación del monóxido, para ello nos serviremos del poder calorífico inferior del mismo:

$$\dot{Q}_{inq.} = \dot{m}_{fuel}\left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right) \cdot V_{CO}\left(\frac{\boldsymbol{kmol_{CO}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}\right) \cdot PM_{CO}\left(\frac{\boldsymbol{kg_{CO}}}{\boldsymbol{kmol_{CO}}}\right) \cdot PCI_{CO}\left(\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg_{CO}}}\right)$$
$$= \frac{1.000}{60} \cdot 0{,}00862 \cdot 28 \cdot 8.400 = 33.790\ kW$$

Queda por determinar la potencia perdida por os gases de combustión:

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{fuel}\left(\frac{kg_{fuel}}{s}\right) \cdot V_{gc}\left(\frac{kmol_{gc}}{kg_{fuel}}\right) \cdot PM_{gc}\left(\frac{kg_{gc}}{kmol_{gc}}\right) \cdot c_{p,gc}\left(\frac{kJ}{kg\ K}\right) \cdot \left(T_{gc} - T_{ref}\right)(K)$$

$$\dot{Q}_{gc} = \frac{1.000}{60} \cdot 0{,}3085 \cdot 29{,}074 \cdot 1{,}27 \cdot 200 = 37.970\ kW$$

$$PM_{gc} = y_{CO_2} \cdot PM_{CO_2} + y_{CO} \cdot PM_{CO} + y_{H_2O} \cdot PM_{H_2O} + y_{SO_2} \cdot PM_{SO_2} + y_{N_2} \cdot PM_{N_2} + y_{O_2} \cdot PM_{O_2} =$$

$$= \frac{V_{CO_2}}{V_{gc}} \cdot PM_{CO_2} + \frac{V_{CO}}{V_{gc}} \cdot PM_{CO} + \frac{V_{H_2O}}{V_{gc}} \cdot PM_{H_2O} + \frac{V_{SO_2}}{V_{gc}} \cdot PM_{SO_2} + \frac{V_{N_2}}{V_{gc}} \cdot PM_{N_2} + \frac{V_{O_2}}{V_{gc}} \cdot PM_{O_2}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$PM_{gc} = \frac{0,0345}{0,3085} \cdot 44 + \frac{0,00862}{0,3085} \cdot 28 + \frac{0,2185}{0,3085} \cdot 28 + \frac{0,0177}{0,3085} \cdot 32 + \frac{0,001875}{0,3085} \cdot 64 + \frac{0,029}{0,3085} \cdot 18$$

$$= 0,1112 \cdot 44 + 0,0279 \cdot 28 + 0,7083 \cdot 28 + 0,0574 \cdot 32 + 0,000608 \cdot 64 + 0,094 \cdot 18 = 29,074 \frac{kg_{gc}}{kmol_{gc}}$$

La potencia útil finalmente será de:

$$\dot{Q}_{útil} = \frac{\dot{Q}_{aportado} - \left(\dot{Q}_{gc} + \dot{Q}_{inq} + \dot{Q}_{cz}\right)}{1,02} = \frac{533.333 - (37.970 + 33.790 + 194)}{1,02} =$$

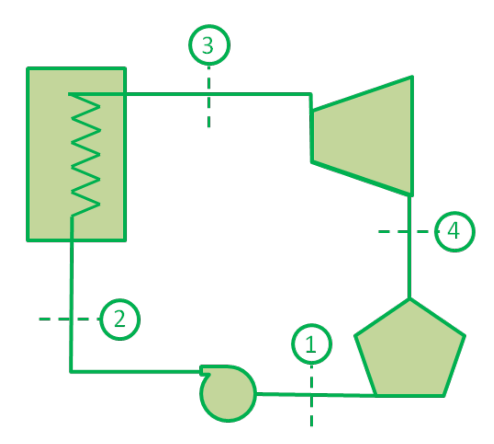
$$= 452.332,4\ kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMAS
CICLO RANKINE

PROBLEMA 1

A. Determinar el rendimiento de un Ciclo Rankine Ideal que opera entre las temperaturas del foco caliente y del foco frío de 200 °C y 15 °C respectivamente.



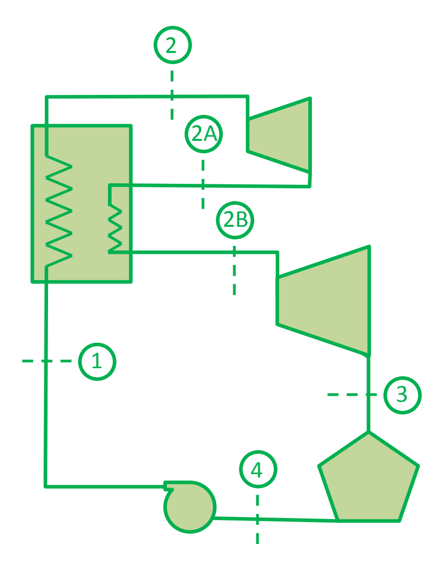
B. Comparar el rendimiento obtenido en el apartado A, con el que se obtendría si la turbina y la bomba tuvieran rendimientos isentrópicos del 0,8 y el rendimiento de la caldera de 0,9.

C. Cuál es el nuevo rendimiento si en las condiciones anteriores se incrementa la presión en la caldera en 5 MPa. Determinar las condiciones termodinámicas de los puntos del ciclo.

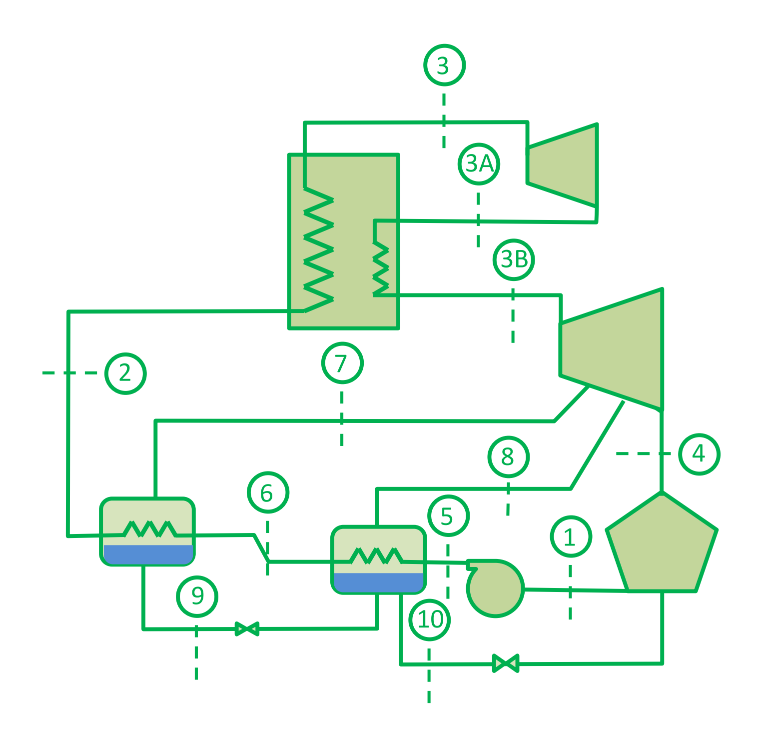
D. Cuál es el nuevo rendimiento alcanzado si se recalienta el vapor hasta 600 °C previo a su expansión en la turbina. Determinar las condiciones termodinámicas de los puntos del ciclo.

E. Calcular rendimiento y nuevos estados termodinámicos en el caso de realizar una etapa de recalentamiento interno, si la presión a la que se realiza dicho recalentamiento es un 75% de la existente a la entrada de la turbina y la temperatura conseguida en el mismo es de 600 °C.

ISBN: 978-84-17900-01-4	DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

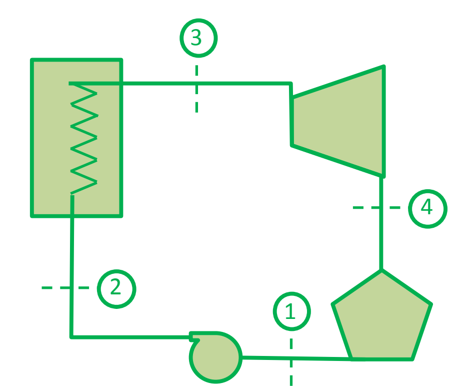


F. Si al ciclo anterior se le realizan dos sangrados del 20% del caudal de vapor generado en la caldera tras la etapa de recalentamiento interno, para precalentar el líquido de entrada a la caldera en dos precalentadores cerrados, según lo indicado en el esquema inferior. Determinar el estado termodinámico del ciclo y el nuevo rendimiento. Las presiones a las que se realizan los sangrados son 0,7 MPa y 0,3 MPa.



SOLUCIÓN

A. Determinar el rendimiento de un Ciclo Rankine Ideal que opera entre las temperaturas del foco caliente y del foco frío de 200 °C y 15 °C respectivamente.



El ciclo se define con cuatro estados termodinámicos:

1 → Salida condensador / entrada bomba.

2 → Entrada a caldera / salida bomba.

3 → Salida Caldera / entrada turbina.

4 → Descarga Turbina /entrada condensador.

En primer lugar determinaremos las presiones de trabajo del ciclo, partiendo del dato de las temperaturas en ambos focos:

T_F = 15 °C → P_k = 0,001706 MPa

T_C = 200 °C → P_o = 1,55 MPa

Puesto que el ciclo es ideal, el punto 1 (salida del condensador) será líquido saturado a la presión Pk, mientras que el punto 3 estará en condiciones de vapor saturado a la presión Po. Sus propiedades se leerán directamente de las tablas de propiedades del agua.

El punto 4 tendrá la misma entropía que el punto 3 y se encontrará a la presión Pk.

La entalpía y volumen especifico del punto 4 la calcularemos previo cálculo de su título de vapor:

$$x_{v,4s} = \frac{s_{4s} - s_{ls}(P_k)}{s_{vs}(P_k) - s_{ls}(P_k)} = \frac{6{,}43 - 0{,}2245}{8{,}7803 - 0{,}2245} = 0{,}7253$$

$$h_{4s} = h_{ls}(P_k) + x_{v,4s} \cdot \left(h_{vs}(P_k) - h_{ls}(P_k)\right) = 62{,}982 + 0{,}7253 \cdot (2528{,}3 - 62{,}982) = \\ = 1.851\ kJ/kg$$

$$v_{4s} = v_{ls}(P_k) + x_{v,4} \cdot \left(v_{vs}(P_k) - v_{ls}(P_k)\right) = 0{,}001 + 0{,}7253 \cdot (77{,}885 - 0{,}001) \\ = 56{,}5\ \frac{kJ}{kg}$$

El punto 2s se encuentra a presión Po y tiene la misma entropía que el punto 1. La entalpía la determinaremos como

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

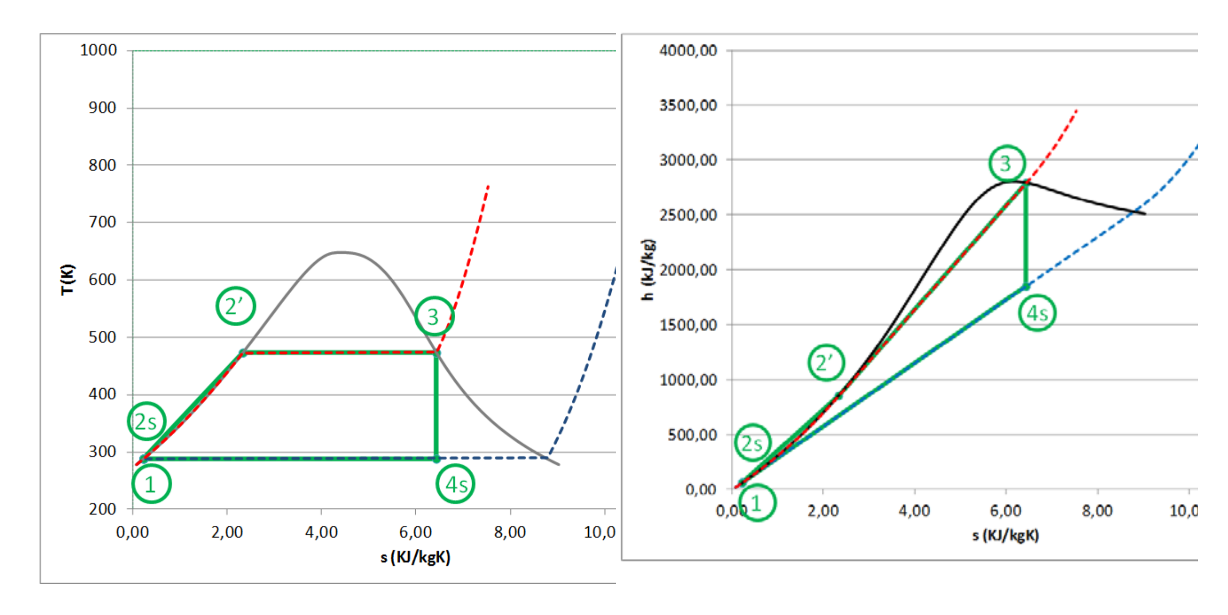
$$h_{2s} = h_1 + v_1 \cdot (P_o - P_k) = 62{,}98 + 0{,}001001 \cdot (1{,}555 - 0{,}002) \cdot 10^3 = 62{,}98 + 1{,}5495 = 64{,}53 \text{ kJ/kg}$$

Con estas condiciones podemos determinar los estados termodinámicos de todos los puntos del ciclo.

Las propiedades se recogen en la tabla siguiente:

	T (K)	P (MPa)	s (kJ/kgK)	h (kJ/kg)	v (m3/kg)	x_v
1	288,15	**0,002**	0,2245	62,98	0,001001	**0**
2s	288,17	**1,555**	**0,2245**	64,54	0,001000	–
2'	473,15	1,555	2,33054	852,3	0,00116	**0**
3	473,15	**1,555**	6,430155	2792,0	0,1272	**1**
4s	288,15	**0,002**	**6,43015**	1851,2	56,485	0,725

El ciclo de trabajo resultante lo representamos en un diagrama T – s y otro h – s



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Los valores de las energías específicas mecánicas y térmicas, así como los rendimientos se muestran a continuación:

Término	Expresión de Cálculo	Valor	Uds
Calor cedido en condensador	$q_{ced} = h_{4s} - h_1$	1788,17	kJ/kg
Calor Absorbido en Caldera	$q_{abs} = h_3 - h_{2s}$	2727,47	kJ/kg
Trabajo Bomba,is	$w_{bomba} = h_{2s} - h_1$	1,55	kJ/kg
Trabajo Turbina,is	$w_{turbina} = h_3 - h_{4s}$	940,86	kJ/kg
Bwr	$\left({}^{w_{bomba}}/_{w_{turbina}}\right) \cdot 100$	0,165	%
Rdto. Turbina	$\eta_T = \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_1} \cdot 100$	34,476	%
rdto. Ciclo Rankine	$\eta_{C.R} = \frac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}} \cdot 100$	34,438	%
Rdto. Ciclo Carnot	$\eta_{C.C} = \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right) \cdot 100$	38,677	%
ratio Rankine/Carnot	$\frac{\eta_{C.R}}{\eta_{C.C}}$	0,890	

B. Comparar el rendimiento obtenido en el apartado A, con el que se obtendría si la turbina y la bomba tuvieran rendimientos isentrópicos del 0,8 y el rendimiento de la caldera de 0,9.

En este caso, los estados termodinámicos correspondientes a la entrada a la turbina de vapor (punto 3) y la descarga isentrópica de ésta (punto 4s), serían los mismos que en el apartado A. Sin embargo, el estado termodinámico a la descarga real de la turbina (punto 4) deberemos determinarlo a partir del rendimiento isentrópico:

$$\eta_{is,T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{is,T} \cdot (h_3 - h_{4s})$$

$$h_4 = 2.792 - 0{,}8 \cdot (2.792 - 1851{,}2) = 2.039{,}36 \; {}^{kJ}/_{kg}$$

Para saber si este estado se encuentra o no en la campana de saturación, deberemos compara su entalpía con la de vapor saturado a la misma presión:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$h_{vs}(P_k) \ = \ 2.528{,}3 \ {}^{kJ}\!/_{kg} > h_4$, por lo tanto, la descarga de la turbina será en estado bifásico, con un título de vapor de:

$$x_{v,4} \ = \ \frac{h_4 - h_{ls}(P_k)}{h_{vs}(P_k) - h_{ls}(P_k)} \ = \ \frac{2.039{,}36 - 62{,}982}{2.582{,}3 - 62{,}982} \ = \ 0{,}784$$

Igualmente, el punto de salida de la bomba no se corresponderá con el isentrópico (punto 2s), sino que se verá afectado por el rendimiento isentrópico de ésta. Los estados termodinámicos 1 y 2s son los mismos que en el apartado A.

$$\eta_{is,B} \ = \ \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \ \rightarrow \ h_2 \ = \ h_1 \ + \ \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is,B}}$$

$$h_2 \ = \ 62{,}98 \ + \ \frac{64{,}54 - 62{,}98}{0{,}8} \ = \ 64{,}93 \ {}^{kJ}\!/_{kg}$$

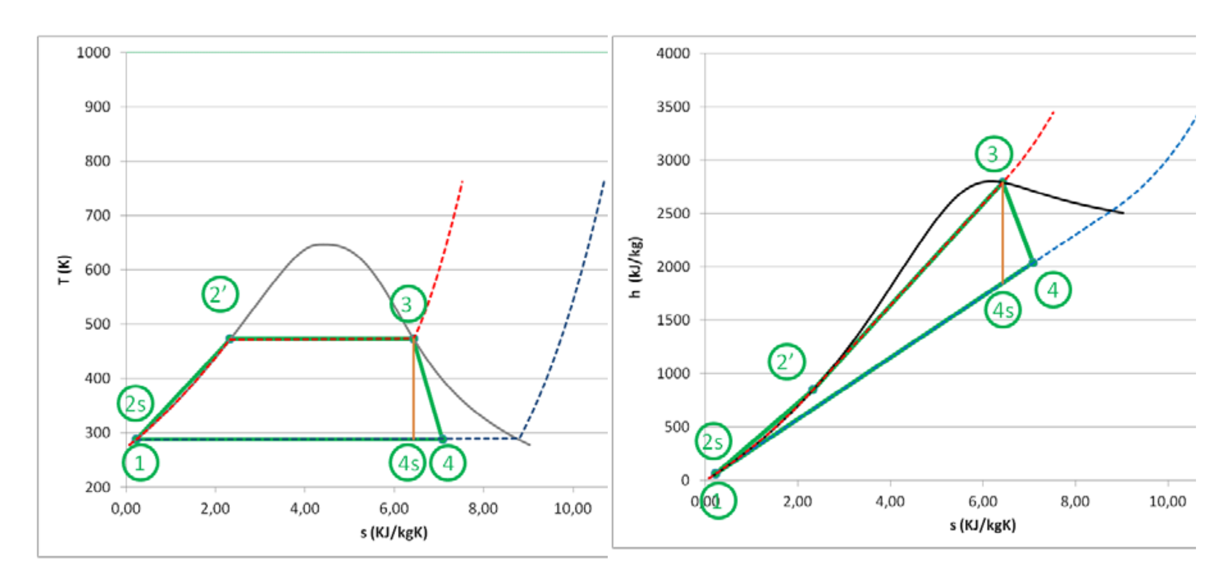
Con estas condiciones tenemos determinados los estados termodinámicos de todos los puntos del ciclo.

Las propiedades se recogen en la tabla siguiente:

	T (K)	**P** (MPa)	**s** (kJ/kgK)	**h** (kJ/kg)	**v** (m3/kg)	$\mathbf{x_v}$
1	288,15	**0,002**	0,2245	62,98	0,001001	**0**
2s	288,17	**1,555**	**0,2245**	64,54	0,001000	–
2	288,26	**1,555**	0,2258	**64,92**	0,001000	–
2'	473,15	1,555	2,3305	852,3	0,001156	**0**
3	473,15	**1,555**	6,4301	2792,0	0,127210	**1**
4s	288,15	**0,002**	**6,4301**	1851,2	56,485	0,725
4	288,15	**0,002**	7,0832	**2039,3**	62,429	0,802

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El ciclo de trabajo resultante lo representamos en un diagrama T – s y otro h – s



Los valores de las energías específicas mecánicas y térmicas, así como los rendimientos se muestran a continuación:

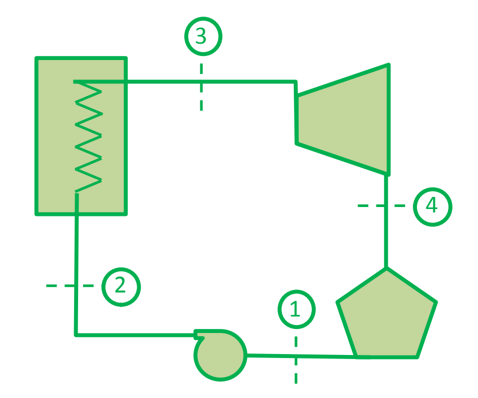
Término	Expresión de Cálculo	Valor	Uds
Calor cedido en condensador	$q_{ced} = h_4 - h_1$	1976,34	kJ/kg
Calor Absorbido en Caldera	$q_{abs} = h_3 - h_2$	2727,08	kJ/kg
Trabajo Bomba	$w_{bomba} = h_2 - h_1$	1,94	kJ/kg
Trabajo Turbina	$w_{turbina} = h_3 - h_4$	752,68	kJ/kg
bwr	$\left({}^{w_{bomba}}/_{w_{turbina}}\right) \cdot 100$	0,2581	%
Rdto. Turbina	$\eta_T = \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_1} \cdot 100$	27,581	%
rdto. Ciclo Rankine	$\eta_{C.R} = \frac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}} \cdot 100$	27,529	%
Rdto. Ciclo Carnot	$\eta_{C.C} = \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right) \cdot 100$	38,677	%
ratio Rankine/Carnot	$\frac{\eta_{C.R}}{\eta_{C.C}}$	0,7118	

Si la caldera tiene un rendimiento del 90%, esto quiere decir que el calor absorbido por el agua debe mayorarse en un 10% para tener el calor consumido en combustible:

$$\eta_{C.R} = \frac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}/\eta_{Caldera}} \cdot 100 = 24{,}78\%$$

C. Cuál es el nuevo rendimiento si en las condiciones anteriores se incrementa la presión en la caldera en 5MPa. Determinar las condiciones termodinámicas de los puntos del ciclo.

En este caso el ciclo termodinámico no varía, simplemente se modifica la presión de evaporación



T_F = 15 °C → P_k = 0,001705793 MPa

P_o = 1,55 + 5 = 6,55 MPa → T_C = 281,4 °C

El estado termodinámico del punto 1 es el mismo que el del apartado A, puesto que no han cambiado sus condiciones (líquido saturado a la temperatura de 15 °C.

Para determinar la entalpía del punto 2s conocemos su presión (Po) y la entropía $s_{2s} = s_1$. El método empleado, considerando que no hay cambio apreciable en el volumen específico, es utilizar la expresión:

$$h_{2s} = h_1 + v_1 \cdot (P_o - P_k) = 62{,}98 + 0{,}001001 \cdot (6{,}555 - 0{,}002) \cdot 10^3 = 62{,}98 + 1{,}5495 = 69{,}53 \text{ kJ/kg}$$

Para determinar la temperatura del punto 2s, considerando que el calor específico del agua líquida es constante y que las condiciones de referencia son h = 0 para T = 0 °C, podemos recurrir a la expresión:

$$T = \frac{h_{2s}}{c_P} = \frac{69{,}53}{4{,}19} = 16{,}59\ ºC$$

El dato obtenido mediante la expresión anterior, es aproximado y no coincide con el de la tabla, que está calculado con una herramienta informática más precisa (REFPROP v.10).

El punto 3 es vapor saturado a la presión de 6,55Mpa, por lo que sus propiedades se leen directamente de la tabla de propiedades del agua.

La entalpía y volumen especifico del punto 4s la calcularemos previo cálculo de su título de vapor, sabiendo que el punto 4s es la descarga isentrópica de la turbina y por lo tanto $s_3 = s_{4s}$:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$x_{v,4s} = \frac{s_{4s} - s_{ls}(P_k)}{s_{vs}(P_k) - s_{ls}(P_k)} = \frac{5{,}85 - 0{,}2245}{8{,}7803 - 0{,}2245} = 0{,}657$$

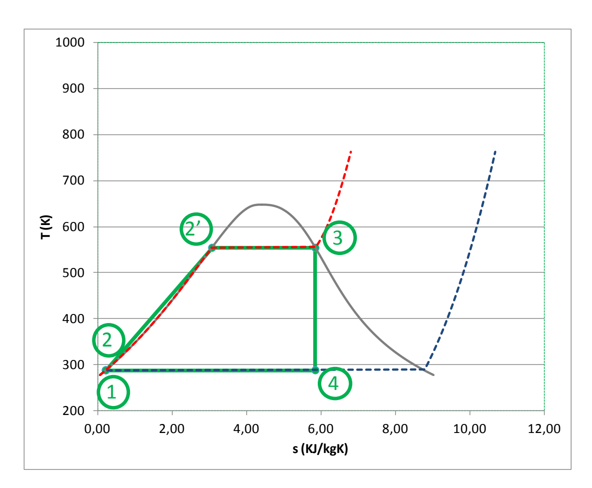
$$h_{4s} = h_{ls}(P_k) + x_{v,4s} \cdot \left(h_{vs}(P_k) - h_{ls}(P_k)\right) = 62{,}982 + 0{,}657 \cdot (2.528{,}3 - 62{,}982) =$$
$$= 1.683\ kJ/kg$$

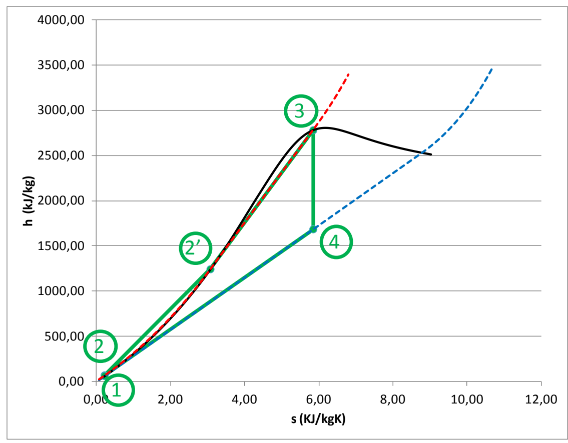
$$v_{4s} = v_{ls}(P_k) + x_{v,4} \cdot \left(v_{vs}(P_k) - v_{ls}(P_k)\right) = 0{,}001 + 0{,}657 \cdot (77{,}885 - 0{,}001) =$$
$$= 51{,}17 \frac{kJ}{kg}$$

Con esto tendremos determinados los estados termodinámicos del ciclo. En la tabla siguiente se recogen todos los valores obtenidos mediante una aplicación informática.

	T (K)	**P** (MPa)	**s** (kJ/kgK)	**h** (kJ/kg)	**v** (m3/kg)	$\mathbf{x_v}$
1	288,15	**0,002**	0,2245	62,98	0,001001	**0**
2	288,22	**6,55**	**0,2245**	69,49	0,000998	–
2’	554,55	6,55	3,078	1242,1	0,001336	**0**
3	554,55	**6,55**	5,850	2778,7	0,029657	**1**
4	288,15	**0,002**	**5,850**	1684,1	51,20945	0,658

EL ciclo de trabajo resultante lo representamos en un diagrama T – s y otro h – s

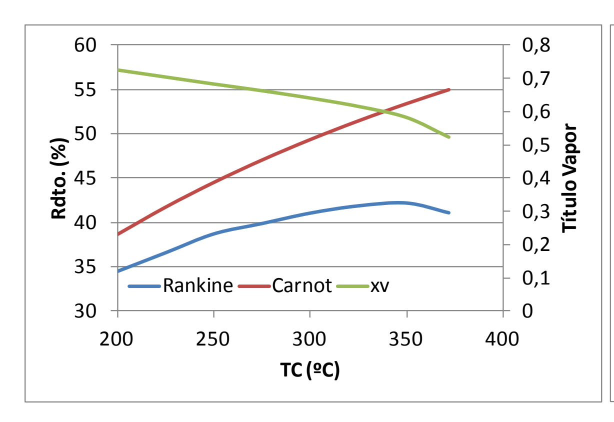


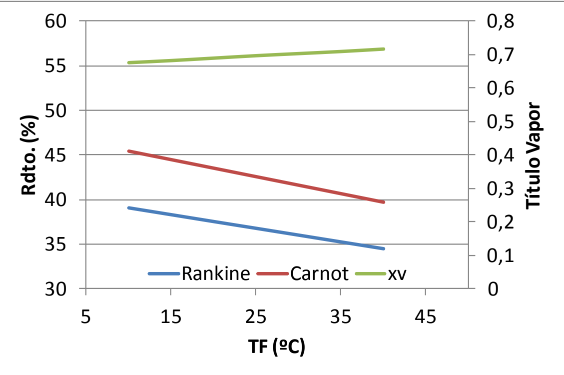


Los valores de las energías específicas mecánicas y térmicas, así como los rendimientos se muestran a continuación:

Término	Expresión de Cálculo	Valor	Uds
Calor cedido en condensador	$q_{ced} = h_4 - h_1$	1.620,31	kJ/kg
Calor Absorbido en Caldera	$q_{abs} = h_3 - h_2$	2.708,71	kJ/kg
Trabajo Bomba,is	$w_{bomba} = h_2 - h_1$	6,51	kJ/kg
Trabajo Turbina,is	$w_{turbina} = h_3 - h_4$	1.094,94	kJ/kg
bwr	$\left({}^{w_{bomba}}/_{w_{turbina}}\right) \cdot 100$	0,598	%
Rdto. Turbina	$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \cdot 100$	40,325	%
rdto. Ciclo Rankine	$\eta_{C.R} = \frac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}} \cdot 100$	40,18	%
Rdto. Ciclo Carnot	$\eta_{C.C} = \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right) \cdot 100$	47,67	%
ratio Rankine/Carnot	$\frac{\eta_{C.R}}{\eta_{C.C}}$	0,843	

La sensibilidad del rendimiento frente a las temperaturas de los focos caliente y frío podemos observarla en las gráficas adjuntas:





ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Por lo tanto, aumentar la temperatura/presión en la caldera y/o disminuir la presión en el condensador, comportará siempre un aumento del rendimiento del ciclo pero una disminución en el título de vapor.

La presión en el condensador no podemos controlarla puesto que viene impuesta por la temperatura del agente condensante: aire ambiente, agua de mar o de río.

La presión en la caldera vendrá limitada por la resistencia mecánica de los componentes de la misma y por la presión crítica del agua.

D. Cuál es el nuevo rendimiento alcanzado si se recalienta el vapor hasta 600 °C previo a su expansión en la turbina. Determinar las condiciones termodinámicas de los puntos del ciclo.

En este caso la salida de la caldera (pto3) no será en condiciones de vapor saturado, si no a una temperatura de 600 °C y con la misma presión de evaporación.

Los niveles de presión no van a variar

T_F = 15 °C → p_k = 0,001705793 MPa

p_o = 6,55 MPa, T_C = 600 °C

Los estados termodinámicos correspondientes a la salida de condensador (1) y salida de la bomba (2s), son los mismos que en el apartado anterior. El punto 3 es vapor sobrecalentado a 600 °C y 6,55Mpa, por lo que sus propiedades termodinámicas deberemos obtenerlas interpolando en la tabla de propiedades del agua:

P	6000	(kPa)		
T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
548,7	275,58	0,032	2785	5,89
575	302	0,036	2892	6,08
600	327	0,040	2975	6,22
625	352	0,042	3049	6,34
650	377	0,045	3118	6,45
675	402	0,048	3183	6,55
700	427	0,050	3246	6,64
725	452	0,052	3307	6,73
750	477	0,055	3368	6,81
775	502	0,057	3428	6,89

P	7000	(kPa)		
T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
559,0	285,83	0,0274	2773	5,81
575	302	0,0297	2848	5,95
600	327	0,0328	2942	6,11
625	352	0,0354	3023	6,24
650	377	0,0379	3096	6,35
675	402	0,0401	3164	6,46
700	427	0,0423	3230	6,55
725	452	0,0443	3293	6,64
750	477	0,0463	3355	6,73
775	502	0,0483	3416	6,81

A partir de la entropía del punto 3, determinaremos el título de vapor del punto 4s, utilizando la misma expresión que en el apartado anterior. Una vez calculado el título de vapor podremos calcularemos la entalpía:

$$x_{v,4s} = \frac{s_{4s} - s_{ls}(P_k)}{s_{vs}(P_k) - s_{ls}(P_k)} = \frac{7{,}13 - 0{,}2245}{8{,}7803 - 0{,}2245} = 0{,}81$$

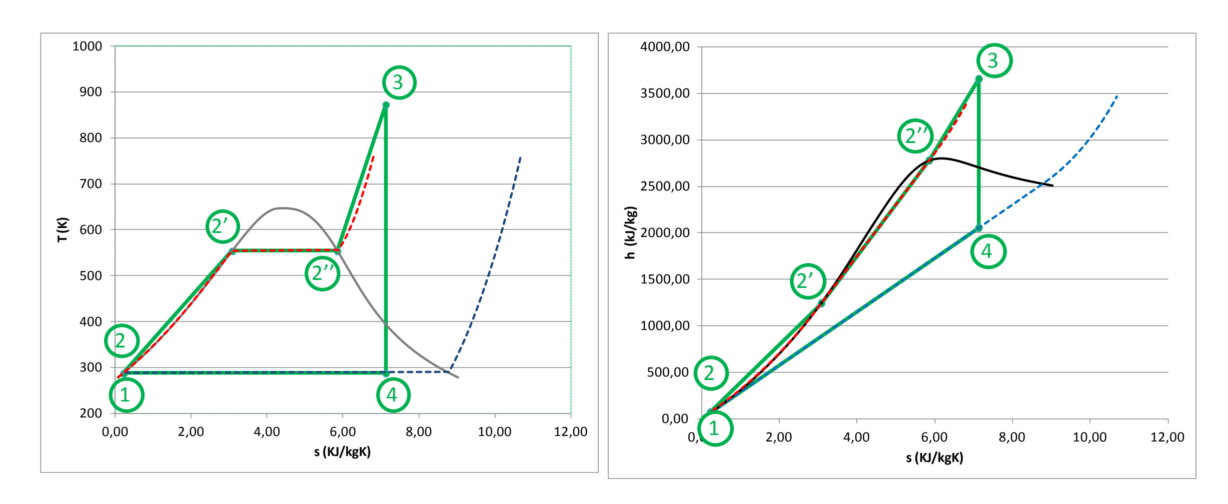
$$h_{4s} = h_{ls}(P_k) + x_{v,4s} \cdot \left(h_{vs}(P_k) - h_{ls}(P_k)\right) = 62{,}982 + 0{,}81 \cdot (2528{,}3 - 62{,}982) = \\ = 2.052\ kJ/kg$$

Las propiedades de todos los puntos del ciclo se recogen en la tabla siguiente:

	T	**P**	**s**	**h**	**v**	**x_v**
	(K)	**(MPa)**	**(kJ/kgK)**	**(kJ/kg)**	**(m3/kg)**	
1	**288,15**	0,002	0,2245	62,98	0,001001	**0**
2	288,205	**6,553**	**0,2245**	69,53	0,000998	–
2'	554,55	**6,553**	3,0814	1.244,2	0,00134	**0**
2''	554,55	**6,553**	5,8476	2.778,7	0,02966	**1**
3	**873,15**	**6,553**	7,1246	3.654,6	0,1	**–**
4	288,15	**0,002**	**7,1246**	2.052,1	62,8337	0,807

Los puntos 2' y 2'' se corresponden con los de vapor y líquido saturado a la presión de la caldera (Po).

EL ciclo de trabajo resultante lo representamos en un diagrama T – s y otro h – s

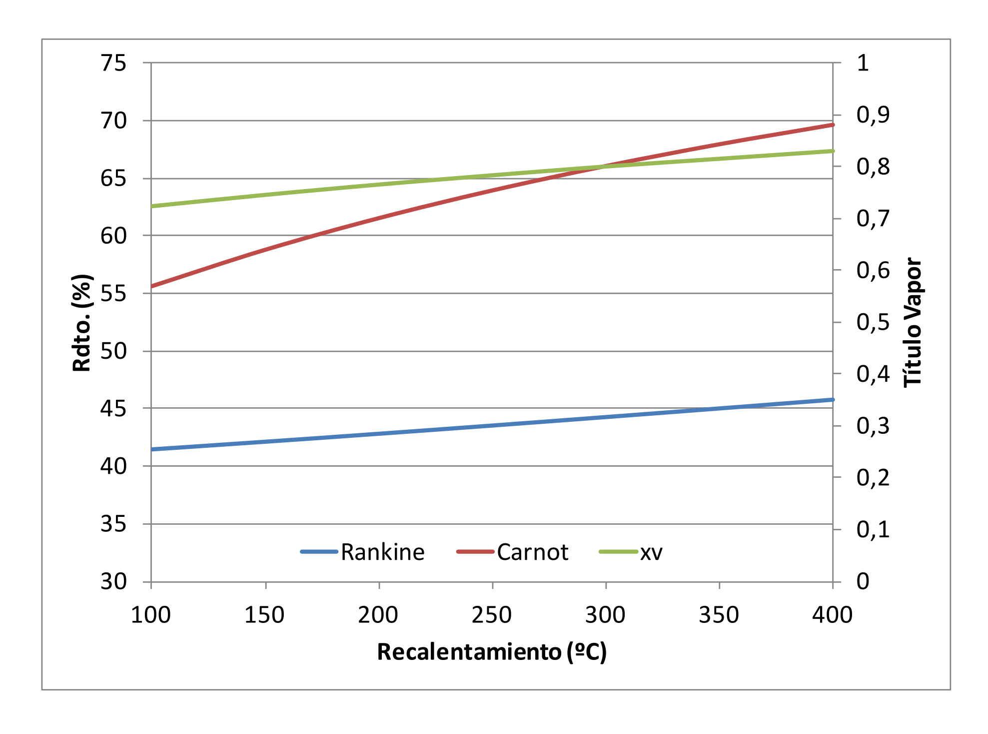


Los valores de las energías específicas mecánicas y térmicas, así como los rendimientos se muestran a continuación:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Término	Expresión de Cálculo	Valor	Uds
Calor cedido en condensador	$q_{ced} = h_4 - h_1$	1988,28	kJ/kg
Calor Absorbido en Caldera	$q_{abs} = h_3 - h_2$	3584,72	kJ/kg
Trabajo Bomba,is	$w_{bomba} = h_2 - h_1$	6,55	kJ/kg
Trabajo Turbina,is	$w_{turbina} = h_3 - h_4$	1602,99	kJ/kg
Bwr	$\left({}^{w_{bomba}}/_{w_{turbina}}\right) \cdot 100$	0,409	%
Rdto. Turbina	$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \cdot 100$	44,63	%
Rdto. Ciclo Rankine	$\eta_{C.R} = \frac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}} \cdot 100$	44,53	%
Rdto. Ciclo Carnot	$\eta_{C.C} = \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right) \cdot 100$	66,770	%
ratio Rankine/Carnot	$\frac{\eta_{C.R}}{\eta_{C.C}}$	0,667	

La sensibilidad del rendimiento frente al recalentamiento puede observarse en la figura siguiente:



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

De la figura anterior queda claro que se realiza un recalentamiento para aumentar el título de vapor a la salida de la turbina, ya que, como vimos en el apartado anterior, al trabajar a la máxima presión posible lo habíamos empeorado. El recalentamiento comporta además un incremento en el rendimiento del ciclo, sin embargo, el valor del mismo está limitado por la resistencia de los materiales.

E. Calcular rendimiento y nuevos estados termodinámicos en el caso de realizar una etapa de recalentamiento interno, si la presión a la que se realiza dicho recalentamiento es un 75% del salto total disponible en la turbina, y la temperatura conseguida en el mismo es de 600 °C.

En este caso el ciclo presenta mayor complicación, existiendo dos estados termodinámicos más a evaluar: 3A y 3B.

Las presiones de evaporación y condensación son las mismas que en los apartados anteriores:

T_F = 15 °C → p_k = 0,00171 MPa

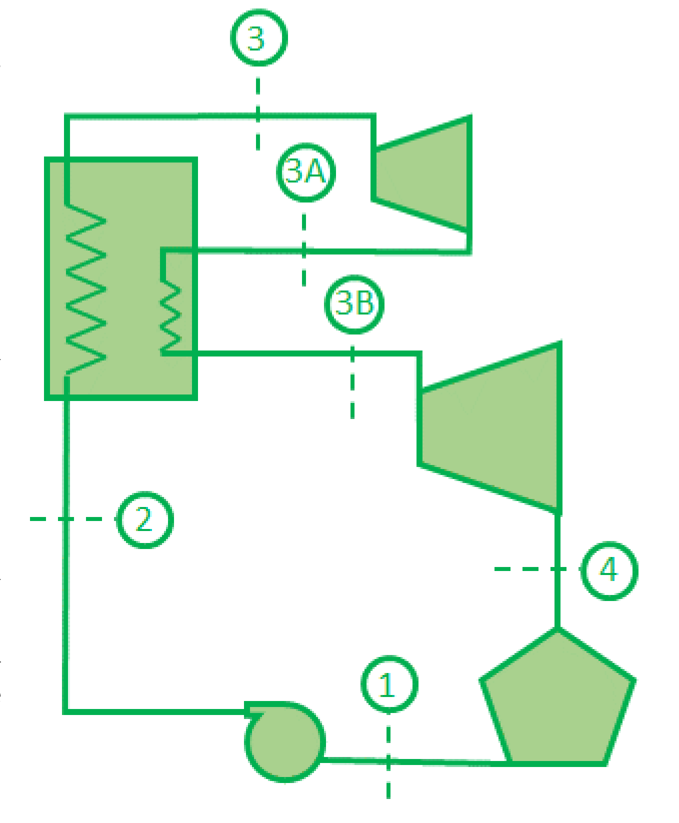
p_o = 6,55 MPa, T_C = 600 °C

Adicionalmente tendremos la presión intermedia a la cual se realiza el recalentamiento interno. Esta presión la calcularemos como:

$p_i = p_k - 0,75 \cdot (p_o - p_k) = 1,64$ MPa.

El estado 3A tiene la misma entropía que el 3 y su presión es Pi, mientras que el estado 3B se encuentra a la presión Pi y a una temperatura de 600 °C.

El resto de estados termodinámicos se determinan como en los apartados anteriores:

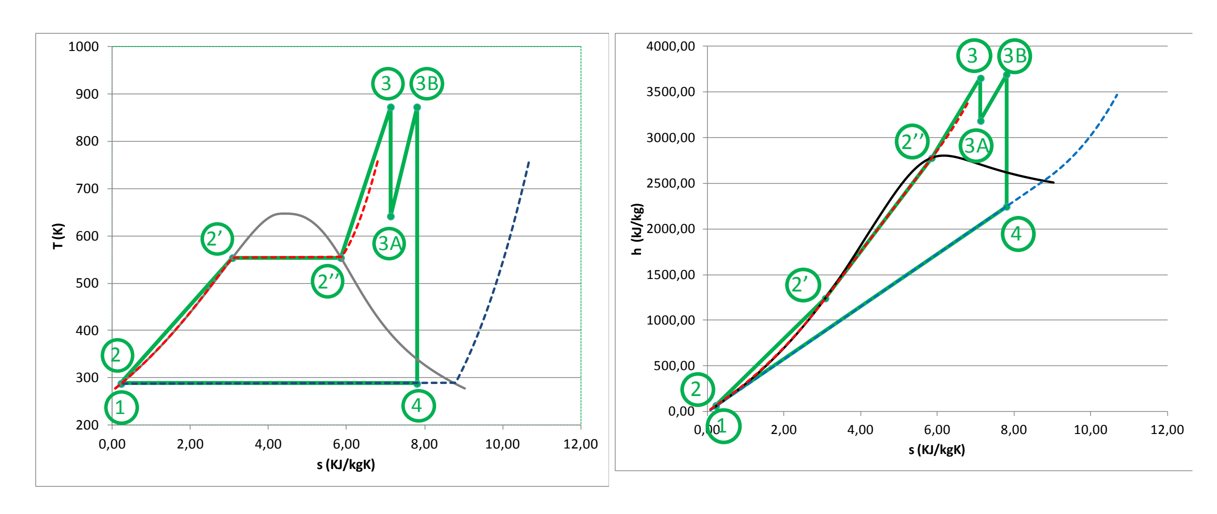


ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

	T	P	s	h	v	x_v
	(K)	**(MPa)**	**(kJ/kgK)**	**(kJ/kg)**	**(m3/kg)**	
1	288,15	**0,002**	0,2245	62,98	0,001001	**0**
2	288,22	**6,514**	**0,2245**	69,50	0,000998	–
2'	554,15	**6,514**	3,0777	1.242,1	0,0013	**0**
2"	554,15	**6,514**	5,8505	2.778,7	0,029	**1**
3	**873,15**	**6,514**	7,1277	3.654,2	0,1	**–**
3A	642,14	**1,630**	**7,1277**	3.186,9	0,2	Vapor sobreca-lentado
3B	**873,15**	**1,630**	7,8013	3.693,6	7,8	**–**
4	288,15	**0,002**	**7,80131**	2.246,3	68,96	0,886

Los puntos 2' y 2'' se corresponden con los de vapor y líquido saturado a la presión de la caldera (Po).

EL ciclo de trabajo resultante lo representamos en un diagrama T – s y otro h – s

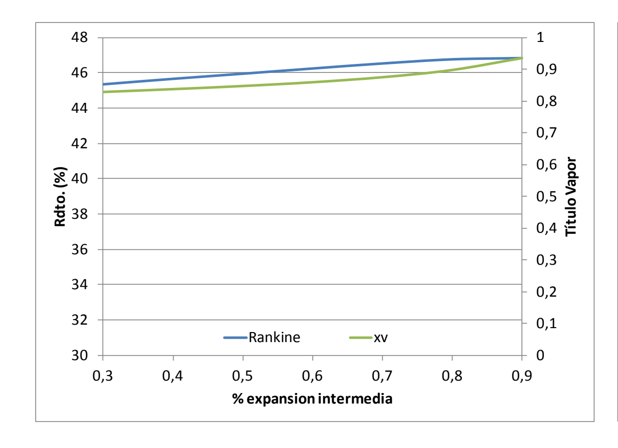


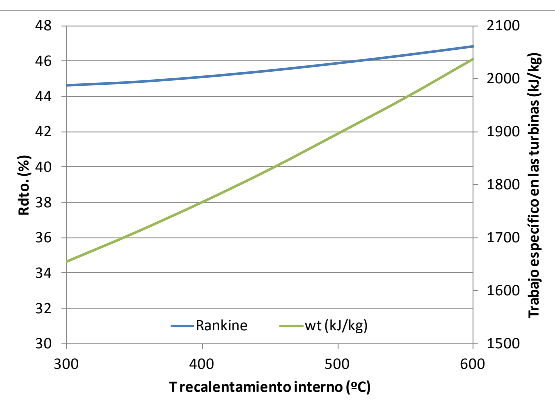
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Los valores de las energías específicas mecánicas y térmicas, así como los rendimientos se muestran a continuación:

Término	Expresión de Cálculo	Valor	Uds
Calor cedido en condensador	$q_{ced} = h_4 - h_1$	2.183,27	kJ/kg
Calor Absorbido en Caldera	$q_{abs} = (h_3 - h_2) + (h_{3B} - h_{3A})$	4.091,84	kJ/kg
Trabajo Bomba,is	$w_{bomba} = h_2 - h_1$	6,52	kJ/kg
Trabajo Turbina,is	$w_{turbina} = (h_3 - h_{3A}) + (h_{3B} - h_4)$	1.915,09	kJ/kg
bwr	$\left({}^{w_{bomba}}/_{w_{turbina}}\right) \cdot 100$	0,34	%
Rdto. Turbina	$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \cdot 100$	46,728	%
Rdto. Ciclo Rankine	$\eta_{C.R} = \frac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}} \cdot 100$	46,643	%
Rdto. Ciclo Carnot	$\eta_{C.C} = \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right) \cdot 100$	66,770	%
ratio Rankine/Carnot	$\frac{\eta_{C.R}}{\eta_{C.C}}$	0,698	

La sensibilidad del rendimiento frente a la presión intermedia y la temperatura de recalentamiento interno puede observarse en la figura siguiente:

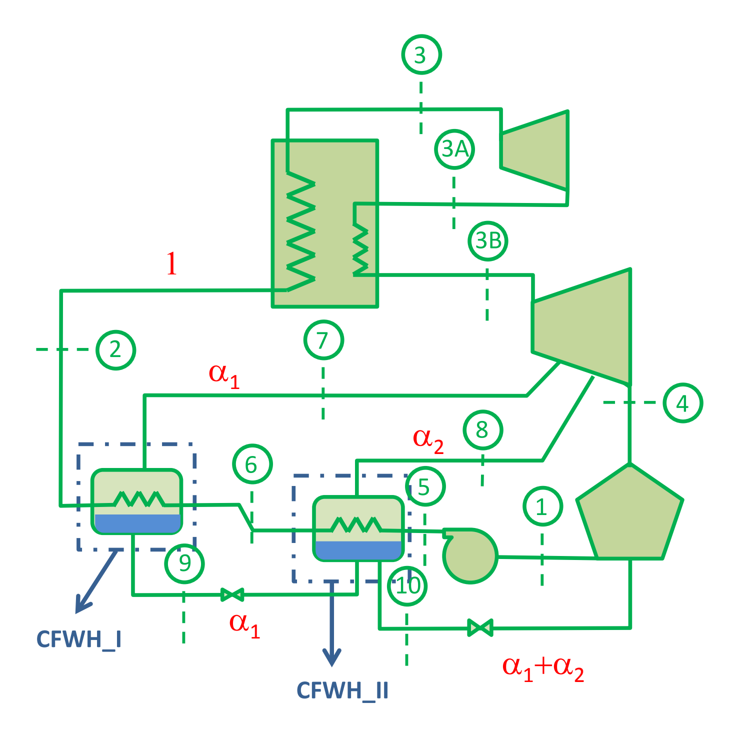




El recalentamiento interno consigue mejorar el título de vapor sin aumentar la temperatura de entrada a la turbina, sin embargo, complica técnicamente el diseño de la central.

F. Si al ciclo anterior se le realizan dos sangrados del 20% del caudal de vapor generado en la caldera tras la etapa de recalentamiento interno, para precalentar el líquido de entrada a la caldera en dos precalentadores cerrados, según lo indicado en el esquema inferior. Determinar el estado termodinámico del ciclo y el nuevo rendimiento. Las presiones a las que se realizan los sangrados son 0,7 MPa y 0,3 Mpa.

Esta nueva configuración supone una modificación importante en el ciclo, apareciendo muchos estados termodinámicos nuevos en él y diversos ramales con diferentes caudales circulando por ellos. En el esquema de la figura siguiente aparecen todos los puntos del ciclo y los caudales circulantes por cada ramal.



En la tabla se muestran todos los estados termodinámicos definidos, sin embargo, será necesario realizar dos balances energéticos en los precalentadores (CFWH_I y CFWH_II) para determinar la entalpía de los puntos 2 y 6 y tener así definido todo el ciclo.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

		T	P	s	h	V	x
		K	MPa	kJ/kg K	kJ/kg	m3/kg	
1	**Salida Condensador/Entrada Bomba**	288,15	**0,002**	0,2245	62,98	0,001001	**0**
5	**Salida Bomba**	288,22	**6,553**	**0,224**	69,5	0,000998	–
6	**Salida Precalentado II**		**6,553**		**h_6**		
2	**Salida Precalentador I/ Entrada Caldera**		**6,553**		**h_2**		
2'	**Evaporación_LiqSat**	554,15	6,553	3,077	1.242,1	0,001336	**0**
2''	**Evaporación_VapSat**	554,15	6,553	5,850	2.778,7	0,029657	**1**
3	**Salida Caldera/Entr Turbina**	873,15	**6,553**	7,125	3.654,2	0,1	**–**
3A	**salida 1ª etapa expansión**	642,41	**1,640**	**7,125**	3.186,6	0,176	0,93
3B	**recalentamiento/entrada 2ª etapa**	873,15	**1,640**	7,798	3.693,6	0,244	**–**
7	**sangría 1**	727,47	**0,700**	**7,798**	3.382,3	0,4757	
8	**sangría 2**	601,19	**0,300**	**7,798**	3.125,2	0,91803	
4	**Salida 2ª etapa/Entr Condens**	288,15	**0,002**	**7,798**	2.245,4	68,939	0,886
9	**Condensado Precalentador I**	438,09	**0,700**	1,9918	697,00	0,001108	**0**
10	**Condensado Precalentador II**	406,67	**0,300**	1,6717	561,43	0,001073	**0**

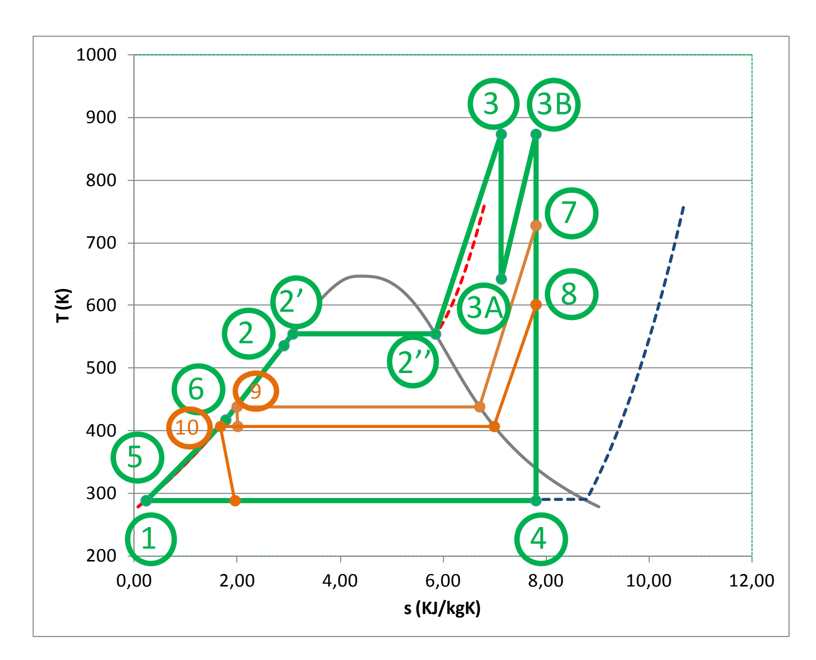
Del balance en el CFWH_II, obtenemos la ecuación:

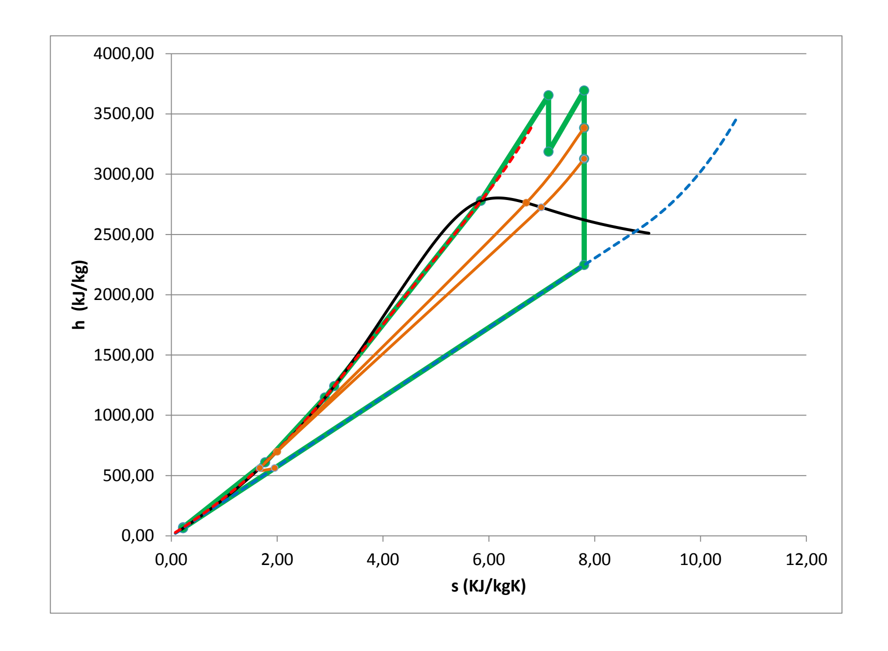
$\alpha_2 \cdot h_8 + 1 \cdot h_5 + \alpha_1 \cdot h_9 = 1 \cdot h_6 + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot h_{10} \rightarrow h_6 = \alpha_2 \cdot h_8 + 1 \cdot h_5 + \alpha_1 \cdot h_9 - (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot h_{10}$

$h_6 = 0,2 \cdot 3127 + 1 \cdot 69,5 + 0,2 \cdot 697 - 0,4 \cdot 561,43 = 609,7$ kJ/kg

Del balance en el CFWH_I, obtenemos la ecuación:

$\alpha_1 \cdot h_7 + 1 \cdot h_6 = \alpha_1 \cdot h_9 + 1 \cdot h_2 \rightarrow h_2 = \alpha_1 \cdot h_7 + 1 \cdot h_6 - \alpha_1 \cdot h_9 = 0{,}2 \cdot 3.384 + 1 \cdot 609{,}7 - 0{,}2 \cdot 697 = 1.147{,}1$ kJ/kg





ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Término	Expresión de Cálculo	Valor	Uds
Calor cedido en condensador	$q_{ced} = (h_4 - h_1) \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2) + (h_{10} - h_1) \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)$	1.509,34	kJ/kg
Calor Absorbido en Caldera	$q_{abs} = (h_3 - h_2) + (h_{3B} - h_{3A})$	3.014,17	kJ/kg
Trabajo Bomba,is	$w_{bomba} = h_5 - h_1$	6,51	kJ/kg
Trabajo Turbina,is	$w_{turbina} = (h_3 - h_{3A}) + (h_{3B} - h_7) + (1 - \alpha_1) \cdot (h_7 - h_8) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_8 - h_4)$	1.511,34	kJ/kg
bwr	$\left({}^{w_{bomba}}/_{w_{turbina}}\right) \cdot 100$	0,431	%
Rdto. Turbina	$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \cdot 100$	50,03	%
Rdto. Ciclo Rankine	$\eta_{C.R} = \frac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}} \cdot 100$	49,92	%
Rdto. Ciclo Carnot	$\eta_{C.C} = \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right) \cdot 100$	66,77	%
ratio Ranki-ne/Carnot	$\frac{\eta_{C.R}}{\eta_{C.C}}$	0,748	

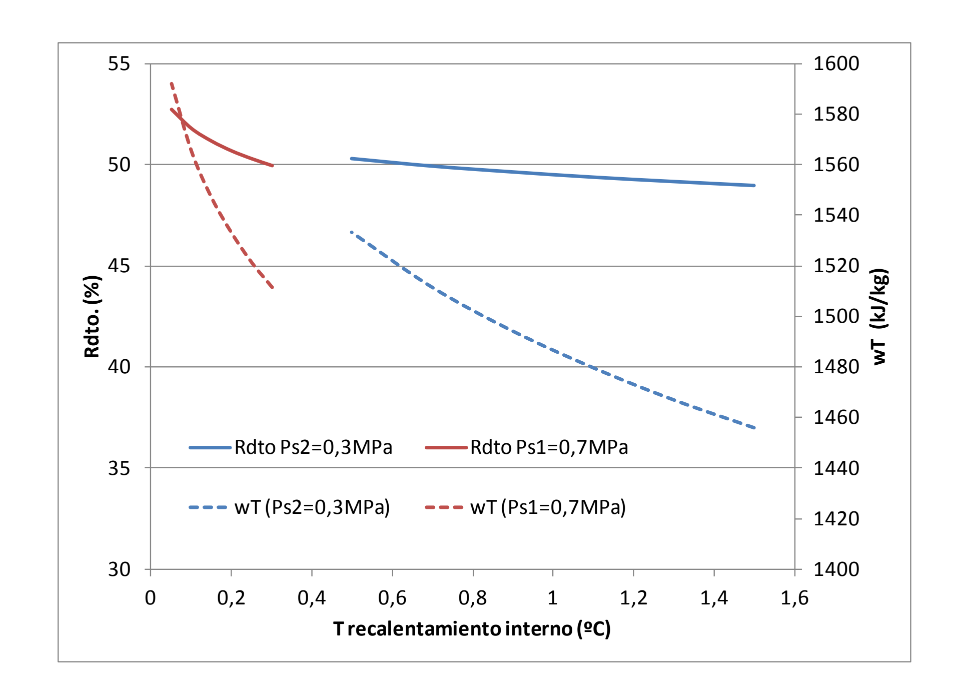
Si quisiéramos optimizar el ciclo regenerativo anterior podríamos jugar con dos parámetros:

- Las presiones a las que realizamos los sangrados.
  En la figura se representa el rendimiento y el trabajo obtenido en la turbina.

  Puede observarse que, tanto rendimiento del ciclo como el trabajo mecánico obtenido de la turbina mejoran cuanto menor es la presión a la que se realizan los sangrados.

  Sin embargo, se puede apreciar cómo la pendiente de la curva de trabajo es mucho mayor que la de rendimiento. Esto es debido a que cuanto menor es la presión de sangrado menor entalpía tiene este vapor y por lo tanto menor es el calentamiento que produce en el agua de alimentación de la caldera, por lo que será necesario un mayor valor del calor absorbido por el agua en la caldera.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



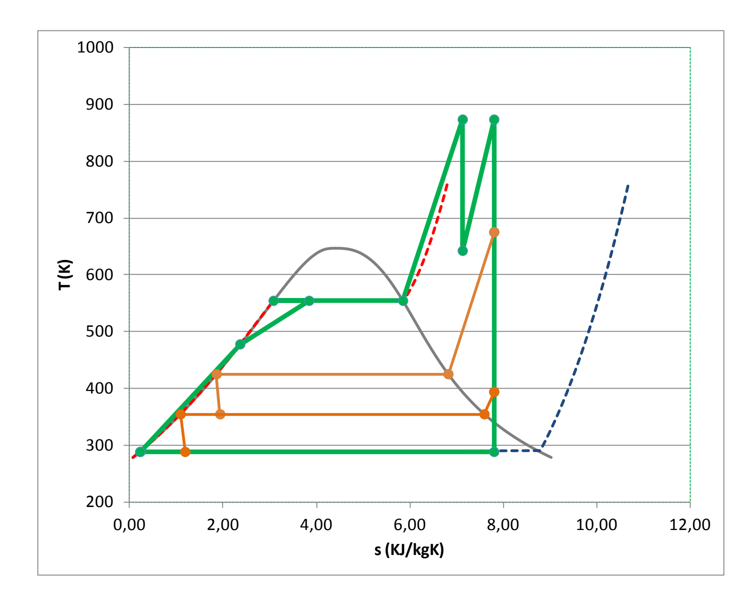
Así, un valor de Ps1 = 0,5MPa y de Ps2 = 0,05Mpa, con el resto de parámetros del ciclo igual a los del inicio de este apartado, nos lleva a unos valores de

Término	Expresión de Cálculo	Valor	Uds
Calor cedido en condensador	$q_{ced} = (h_4 - h_1) \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2) + (h_{10} - h_1) \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)$	1.420,99	kJ/kg
Calor Absorbido en Caldera	$q_{abs} = (h_3 - h_2) + (h_{3B} - h_{3A})$	3.028,21	kJ/kg
Trabajo Bomba,is	$w_{bomba} = h_5 - h_1$	6,51	kJ/kg
Trabajo Turbina,is	$w_{turbina} = (h_3 - h_{3A}) + (h_{3B} - h_7) + (1 - \alpha_1) \cdot (h_{3B} - h_7) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_8 - h_4)$	1.613,73	kJ/kg
bwr	$\left({}^{w_{bomba}}/{}_{w_{turbina}}\right) \cdot 100$	0,403	%
Rdto. Turbina	$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \cdot 100$	53,175	%
Rdto. Ciclo Rankine	$\eta_{C.R} = \frac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}} \cdot 100$	53,075	%
Rdto. Ciclo Carnot	$\eta_{C.C} = \left(1 - \frac{T_F}{T_C}\right) \cdot 100$	66,77	%
ratio Rankine/Carnot	$\frac{\eta_{C.R}}{\eta_{C.C}}$	0,795	

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

- El porcentaje de sangrado de la turbina.

Si aumentamos la cantidad de masa extraída de la turbina en cada etapa de regeneración aumentará el rendimiento de la turbina, sin embargo, hay un valor a partir del cual el agua de alimentación de la caldera sale del precalentador en estado bifásico. Tecnológicamente esto no puede ser, ya que los precalentadores no están preparados para soportar los esfuerzos mecánicos derivados del proceso de evaporación.



Porcentajes de extracción en ambas etapas:

0,3

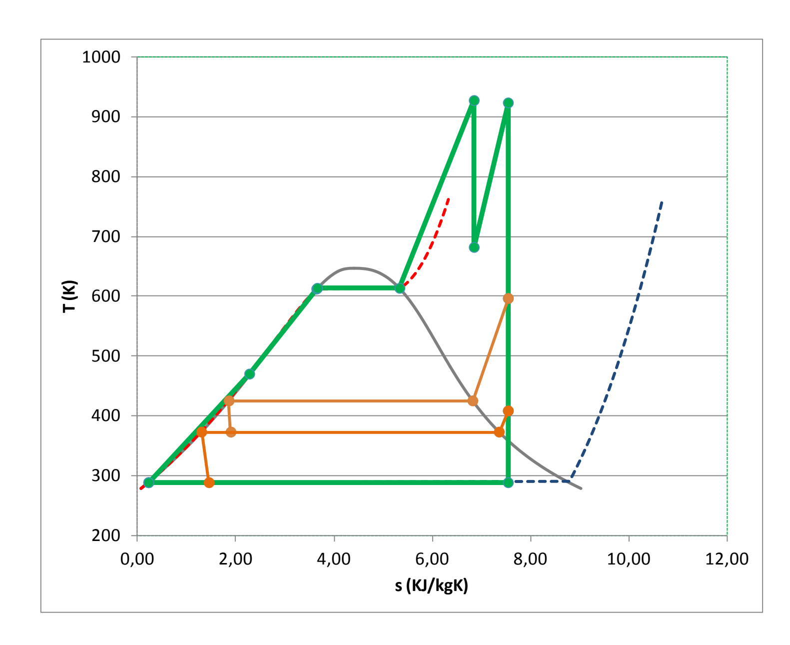
La solución es subir la presión de evaporación hasta el máximo posible (resistencia mecánica y térmica de los materiales y título de vapor a la descarga de la turbina).

Así, mantener los porcentajes de extracción en un 30% para cada etapa, nos obliga a subir hasta una presión de evaporación de 13,882Mpa, esto lleva a reducir el título de vapor a la salida de la turbina, por lo que el recalentamiento en los puntos 3 y 3B, lo aumentamos hasta obtener unas temperaturas de 650 °C, consiguiendo así un título de vapor muy próximo al anterior. El ciclo conseguido tiene mayor rendimiento, pero la instalación operará muy al límite de sus posibilidades.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

		T	P	s	h	V	x
		°C	**MPa**	**kJ/kg K**	**kJ/kg**	**m3/kg**	
1	**Salida Condensador/Entrada Bomba**	**15**	0,002	0,2245	62,98	0,001001	**0**
5	**Salida de la Bomba**	15,17	**14,601**	**0,2245**	77,5	0,000994	–
6		196,67	**14,601**	2,2793	**843,09**	0,001139	**Líquido subenfriado**
2	**Entrada Caldera**	338,79	**14,601**	3,6441	**1.584,7**	0,001624	**Líquido subenfriado**
2'	**Evaporación_LiqSat**	**340**	14,601	3,6601	1.594,5	0,001638	**0**
2''	**Evaporación_VapSat**	**340**	14,601	5,3356	2.621,8	0,010781	**1**
3	**Salida Caldera/Entr Turbina**	**654**	**14,601**	6,8492	3.725,2	0,0	**–**
3A	**salida 1ª etapa expansión**	408,4	**3,651**	**6,8492**	3.240,1	0,1	
3B	**recalentamiento/entrada 2ª etapa**	**650**	**3,651**	7,5429	3.792,5	0,1	**–**
7	**sangría 1**	323,0	**0,500**	**7,5429**	3.112,2	0,544576	
8	**sangría 2**	135,0	**0,100**	**7,5429**	2.746,7	1,865184	
4	**Salida 2ª etapa/Entr Condens**	15,00	**0,002**	**7,5429**	2.171,8	66,61324	0,855
	Salida Condensador/Entrada Bomba			0,2245	62,98		
9	**Condensado Precalentador I**	151,83	**0,500**	1,8604	640,09	0,001093	**0**

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Término	Expresión de Cálculo	Valor	Uds
Calor cedido en condensador	$q_{ced} = (h_4 - h_1) \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2) + (h_{10} - h_1) \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)$	1407,10	kJ/kg
Calor Absorbido en Caldera	$q_{abs} = (h_3 - h_2) + (h_{3B} - h_{3A})$	2693	kJ/kg
Trabajo Bomba,is	$w_{bomba} = h_5 - h_1$	14,56	kJ/kg
Trabajo Turbina,is	$w_{turbina} = (h_3 - h_{3A}) + (h_{3B} - h_7) + (1 - \alpha_1) \cdot (h_{3B} - h_7) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_8 - h_4)$	1.803	kJ/kg
bwr	$\left({}^{w_{bomba}}/_{w_{turbina}}\right) \cdot 100$	0,808	%
Rdto. Turbina	$\eta_T = \dfrac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \cdot 100$	56,16	%
Rdto. Ciclo Rankine	$\eta_{C.R} = \dfrac{w_{Turbina} - w_{Bomba}}{q_{Abs}} \cdot 100$	66,4	%
Rdto. Ciclo Carnot	$\eta_{C.C} = \left(1 - \dfrac{T_F}{T_C}\right) \cdot 100$	68,70	%
ratio Ranki-ne/Carnot	$\dfrac{\eta_{C.R}}{\eta_{C.C}}$	0,795	

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 2

Una planta termoeléctrica opera entre los niveles de presión 42 bar y 0,035 bar, en las etapas de absorción y cesión de calor respectivamente. El fluido de trabajo utilizado es agua. Calcular, para estas condiciones, los estados termodinámicos, la energía térmica y el trabajo específico involucrado, así como el rendimiento de:

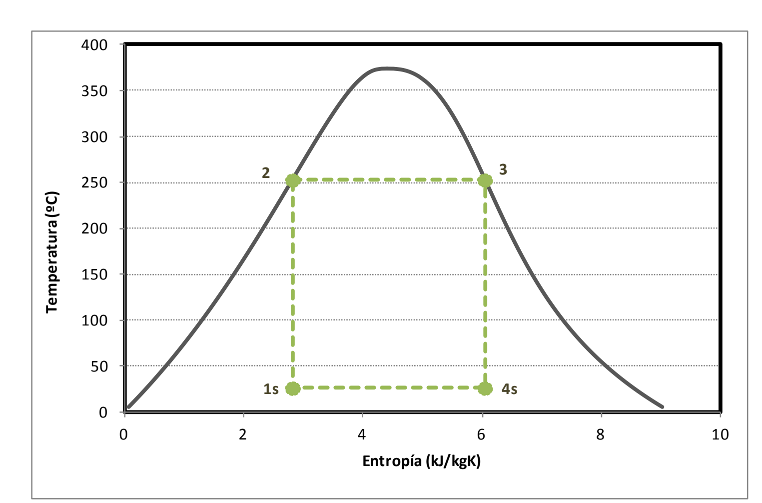
- **Ciclo de Carnot bifásico.**
- **Ciclo Rankine ideal**
- **Ciclo Rankine con rendimiento isentrópico en turbina y bomba del 80 %**
- **Ciclo Rankine con recalentamiento de 150 °C y rendimiento isentrópico en turbina y bomba del 80 %.**

SOLUCIÓN

- Ciclo de Carnot bifásico

Al tener un ciclo de Carnot que trabaja con agua en régimen bifásico, éste quedará limitado por la campana de saturación según se muestra en la figura.

Comenzaremos a calcular los estados termodinámicos del ciclo por el punto 3.



El punto 3 es vapor saturado a la presión de P_o = 42 bar = 4,2 MPa = 4200 kPa. La entalpía y entropía de este punto se obtiene directamente en tablas.

$h_3 = h_{v,sat}(P_o)$ = 2.780 kJ/kg ; $s_3 = s_{v,sat}(P_o)$ = 6,049 kJ/kgK ;

El punto 4s tiene la presión de condensación (p_k = 0,035 bar = 0,0035 MPa = 3,5 kPa) y la entropía del punto 3 ($s_4 = s_3$). Para conocer su entalpía deberemos determinar primero el título de vapor. Las propiedades de líquido y vapor saturado a la presión correspondiente se leen directamente en tablas:

$$x_{v,4s} = \frac{s_{4s} - s_{ls}(P_k)}{s_{vs}(P_k) - s_{ls}(P_k)} = \frac{6{,}049 - 0{,}3906}{8{,}5211 - 0{,}3906} = 0{,}696$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$h_{4s} = h_{ls}(P_k) + x_{v,4s} \cdot \left(h_{vs}(P_k) - h_{ls}(P_k)\right) = 111{,}82 + 0{,}696 \cdot (2.549{,}5 - 111{,}82) = $$
$$= 1.808{,}4\ kJ/kg$$

El <u>punto 2_S</u> es líquido saturado a la presión de p_o = 42 bar = 4,2Mpa = 4200 kPa. La entalpía y entropía de este punto se obtiene directamente en tablas.

$h_{2S} = h_{l,sat}$ (p_o) = 1101,7 kJ/kg ; $s_{2S} = s_{l,sat}$ (p_o) = 2.8234 kJ/kgK

El <u>punto 1</u> tiene la presión de condensación (p_k = 0,035 bar = 0,0035 MPa = 3,5 kPa) y la entropía del punto 2 ($s_1 = s_{2S}$). Para conocer su entalpía deberemos determinar primero el título de vapor.

$$x_{v,1s} = \frac{s_1 - s_{ls}(P_k)}{s_{vs}(P_k) - s_{ls}(P_k)} = \frac{2{,}8234 - 0{,}3906}{8{,}5211 - 0{,}3906} = 0{,}299$$

$$h_{1s} = h_{ls}(P_k) + x_{v,1s} \cdot \left(h_{vs}(P_k) - h_{ls}(P_k)\right) = 111{,}82 + 0{,}299 \cdot (2.549{,}5 - 111{,}82) = $$
$$= 841{,}2\ kJ/kg$$

Una vez calculados los estados termodinámicos del ciclo, podemos evaluar los intercambios específicos de energía térmica y mecánica en cada etapa:

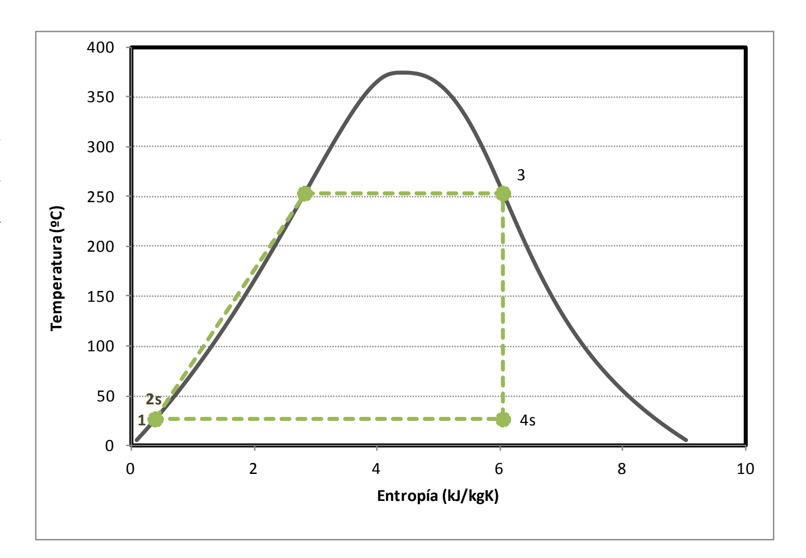
$w_{12} = h_{2S} - h_1$ = 1.101,7 – 841,2 = 260,5 kJ/kg	Trabajo específico absorbido. Equivale al trabajo de bombeo del ciclo Rankine
$w_{34} = h_3 - h_{4s}$ = 2.780 – 1.808,4 = 991,4 kJ/kg	Trabajo específico cedido en la turbina.
$w_{util} = w_{34} - w_{12}$ = 730,9 kJ/kg	Trabajo específico útil
$q_{23} = h_3 - h_2$ = 2.780 – 1.101,7 = 1.698,08 kJ/kg	Energía térmica absorbida del foco caliente para evaporar el agua
$q_{41} = h_4 - h_1$ = 1808,4 – 841,2 = 967,15 kJ/kg	Energía térmica cedida al foco frío para condensar el agua

Rendimiento del ciclo de Carnot: $\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = \frac{w_{util}}{q_{23}} = 0{,}43$

- Ciclo Rankine Ideal

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El ciclo Rankine ideal, expande desde condiciones de vapor saturado a la presión de ebullición, y bombea desde líquido saturado a la presión de condensación. Tal y como muestra la figura. Por lo tanto, comparte los estados 3 y 4s con el Ciclo de Carnot.



El <u>punto 1</u> será líquido saturado a la presión de condensación. Sus propiedades podrán leerse directamente en tablas

$$h_1 = h_{l,sat}\,(p_k) = 111{,}82\ \text{kJ/kg}\ ;\ s_1 = s_{l,sat}\,(p_k) = 0.3906\ \text{kJ/kgK}\ ;$$

$$v_1 = v_{l,sat}\,(p_k) = 0{,}001003\ \text{m}^3/\text{kg}$$

El <u>punto 2s</u>, en el ciclo Rankine ideal, se corresponde con la descarga isentrópica de la bomba, por lo tanto se corresponde con un estado de líquido subenfriado a la presión de ebullición (P_o) y con la entropía s_1. En este caso, no podemos recurrir a tablas, por lo que determinaremos la entalpía a partir del trabajo específico realizado en la etapa de bombeo

En la expresión utilizada la presión debe de ponerse en kPa y el volumen específico en m^3/kg,de esta forma el trabajo específico resultante se mide en kJ/kg.

$$w_{12} = h_{2s} - h_1 = v_1 \cdot (p_o - p_k) = 0{,}001003 \cdot (4.200 - 3{,}5) = 4{,}21\ \text{kJ/kg}$$

$$h_{2s} = h_1 + w_{12} = 111{,}82 + 4{,}21 = 116{,}03\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto, los intercambios de energía térmica y mecánica serán:

$w_{12s} = h_{2s} - h_1 = 4{,}21$ kJ/kg	Trabajo específico absorbido por la bomba.
$w_{34s} = h_3 - h_{4s} = 2780 - 1808{,}4 = 991{,}4$ kJ/kg	Trabajo específico cedido en la turbina.
$w_{util} = w_{34} - w_{12} = 987{,}2$ kJ/kg	Trabajo específico útil
$q_{2s3} = h_3 - h_{2s} = 2780 - 116{,}03 = 2.683{,}97$ kJ/kg	Energía térmica absorbida del foco caliente para evaporar el agua
$q_{4s1} = h_{4s} - h_1 = 1808{,}4 - 111{,}82 = 1.696{,}54$ kJ/kg	Energía térmica cedida al foco frío para condensar el agua

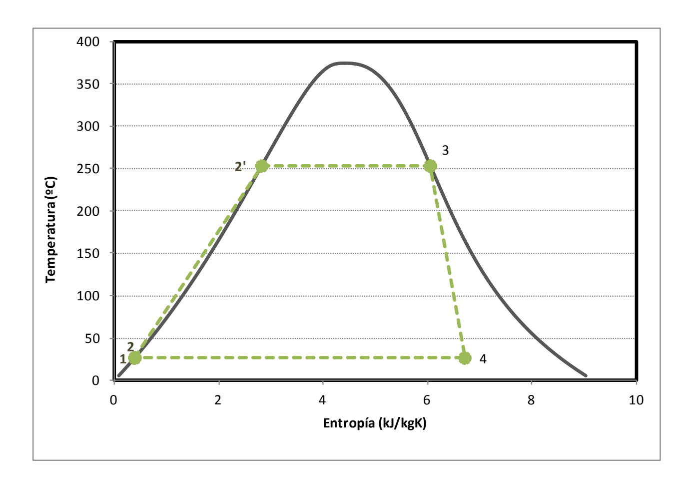
Rendimiento del ciclo Rankine ideal: $\eta_{Rankine} = \frac{w_{util}}{q_{2s3}} = \frac{987,2}{2.683,97} = 0,368$

El ciclo Rankine obtiene mayor trabajo útil que el de Carnot al invertir menos trabajo en la etapa de compresión, sin embargo, el rendimiento energético es menor.

- Ciclo Rankine con rendimiento isentrópico en bomba y turbina del 80%

En este ciclo incluimos las irreversibilidades propias de las etapas de bombeo y turbinado.

Observaremos cómo el efecto de la irreversibilidad es mucho mayor en la etapa de bombeo que en la de turbinado.



Los puntos 1, 2s, 3 y 4,s son los mismos que en el ciclo Rankine ideal, únicamente deberemos calcular los puntos de salida reales de la bomba (2) y de la turbina (4).

<u>Punto 4</u>

$$\eta_{is,T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{is,T} \cdot (h_3 - h_{4s})$$

$$h_4 = 2.799,8 - 0,8 \cdot (2.799,8 - 1.808,2) = 2.006,65 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

El título de vapor del punto 4, se calcula a partir de la entalpía de este punto y de las entalpías de vapor y líquido saturado a la presión del punto 4. De esta forma comprobamos que se mejora respecto al valor de 4s, pero sigue siendo demasiado elevado:

$$x_{v,4} = \frac{h_4 - h_{ls}(P_k)}{h_{vs}(P_k) - h_{ls}(P_k)} = \frac{2.006,65 - 62,986}{2.528,3 - 62,982} = 0,79$$

<u>Punto 2</u>

$$\eta_{is,B} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is,B}}$$

$$h_2 = 111,82 + \frac{116,03 - 111,82}{0,8} = 117,08 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

En consecuencia, los intercambios de energía térmica y mecánica serán:

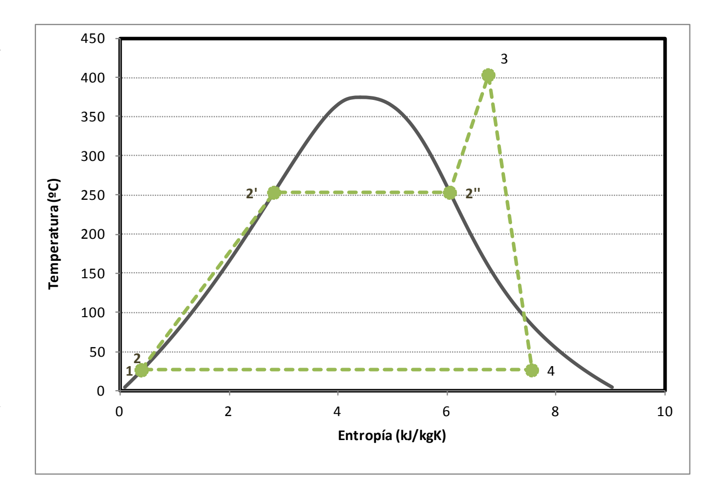
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$w_{12} = h_2 - h_1 = 5{,}26$ kJ/kg	Trabajo específico absorbido por la bomba.
$w_{34} = h_3 - h_4 = 793{,}14$ kJ/kg	Trabajo específico cedido en la turbina.
$w_{util} = w_{34} - w_{12} = 787{,}88$ kJ/kg	Trabajo específico útil
$q_{23} = h_3 - h_2 = 2.682{,}7$ kJ/kg	Energía térmica absorbida del foco caliente para evaporar el agua
$q_{41} = h_4 - h_1 = 1.894{,}8$ kJ/kg	Energía térmica cedida al foco frío para condensar el agua

Rendimiento del ciclo Rankine: $\eta_{Rankine} = \frac{w_{util}}{q_{2s3}} = \frac{787{,}88}{2.682{,}7} = 0{,}294$

- Ciclo Rankine con recalentamiento de 150 °C y rendimiento isentrópico en bomba y turbina del 80%

En este ciclo, los puntos de entrada y salida de la bomba (1 y 2) coinciden con los del ciclo del apartado anterior, sin embargo, los relacionados con la etapa de turbinado cambian.



En primer lugar, deberemos de determinar el punto 3 y a continuación el punto de descarga de la turbina (4), comprobando en qué estado se encuentra.

El punto 3 se encuentra en el estado de vapor sobrecalentado a la presión de ebullición (P_o = 4,2 MPa) y a una temperatura $T_3 = T_o(P_o) + 150$ °C = 253 + 150 = 403 °C. Las propiedades de este punto deberemos buscarlas en tablas de vapor sobrecalentado. El valor lo obtendremos interpolando.

P	40000	(kPa)		
T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
523,5	250,35	0,050	2801	6,07
550	277	0,055	2893	6,24
575	302	0,059	2967	6,37
600	327	0,063	3034	6,49
625	352	0,067	3098	6,59
650	377	0,070	3159	6,69
675	402	0,074	3219	6,78
700	427	0,077	3277	6,86
725	452	0,080	3335	6,94
750	477	0,084	3393	7,02
775	502	0,087	3450	7,10
800	527	0,090	3507	7,17
825	552	0,093	3565	7,24
850	577	0,096	3622	7,31

P	4500	(kPa)		
T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
530,6	257,44	0,0441	2798	6,02
550	277	0,0477	2871	6,15
575	302	0,0517	2950	6,29
600	327	0,0553	3020	6,42
625	352	0,0587	3086	6,52
650	377	0,0619	3149	6,62
675	402	0,0650	3210	6,71
700	427	0,0680	3270	6,80
725	452	0,0710	3329	6,88
750	477	0,0739	3387	6,96
775	502	0,0767	3445	7,04
800	527	0,0796	3502	7,11
825	552	0,0823	3560	7,18
850	577	0,0851	3617	7,25

Los valores h_3 (P_o,T_3) = 3218,7 kJ/kg; s_3 (P_o,T_3) = 6,76 kJ/kgK;

El punto 4 deberemos calcularlo a partir del estado ideal de descarga de la turbina (punto 4s).

Del punto 4s sabemos que se encuentra a la presión de condensación, p_k = 0,0035MPa, y tiene la entropía del punto 3 (s_{4s} = s_3 = 6,76 kJ/kgK). Para determinar la entalpía de este punto, primero habrá que conocer si está en estado bifásico o de vapor sobrecalentado.

s_{4s} = 6,76 kJ/kgK < $s_{v,sat}(p_k)$ = 8,521 kJ/kgK → bifásico

Puesto que la entropía es menor que la de vapor sobrecalentado, nos encontramos en estado bifásico. Esto nos obliga a determinar el título de vapor:

$$x_{v,4s} = \frac{s_3 - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} = \frac{6{,}76 - 0{,}3906}{8{,}521 - 0{,}3906} = 0{,}7834$$

$$h_{4s} = h_{ls} + x_{v,4s} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 111{,}82 + 0{,}7834 \cdot (2.549{,}5 - 111{,}82) = 2.021{,}5 \; kJ/kg$$

A partir de la entalpía del punto isentrópico y del rendimiento isentrópico de la turbina, podremos determinar la entalpía del punto real de descarga.

$$h_4 = h_3 - \eta_{is,TBP} \cdot (h_3 - h_{4s})$$

$$h_4 = 3.218{,}7 - 0{,}7834 \cdot (3.218{,}7 - 2.021{,}5) = 2.280{,}8 \; {}^{kJ}/_{kg}$$

El título de vapor del punto 4 será:

$$x_{v,4} = \frac{h_4 - h_{ls}}{h_{vs} - h_{ls}} = \frac{2.280{,}8 - 111{,}82}{2.549{,}5 - 111{,}82} = 0{,}889$$

Con las entalpías calculadas podremos determinar los trabajos y energías térmicas intercambiadas en cada etapa.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$w_{12} = h_2 - h_1 = 5{,}26$ kJ/kg — Trabajo específico absorbido por la bomba.

$w_{34} = h_3 - h_4 = 958{,}65$ kJ/kg — Trabajo específico cedido en la turbina.

$w_{util} = w_{34} - w_{12} = 953{,}39$ kJ/kg — Trabajo específico útil

$q_{23} = h_3 - h_2 = 3.101{,}65$ kJ/kg — Energía térmica absorbida del foco caliente para evaporar el agua

$q_{41} = h_4 - h_1 = 2.148{,}27$ kJ/kg — Energía térmica cedida al foco frío para condensar el agua

Rendimiento del ciclo Rankine: $\eta_{Rankine} = \frac{w_{util}}{q_{2s3}} = \frac{953{,}39}{3.101{,}65} = 0{,}3074$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

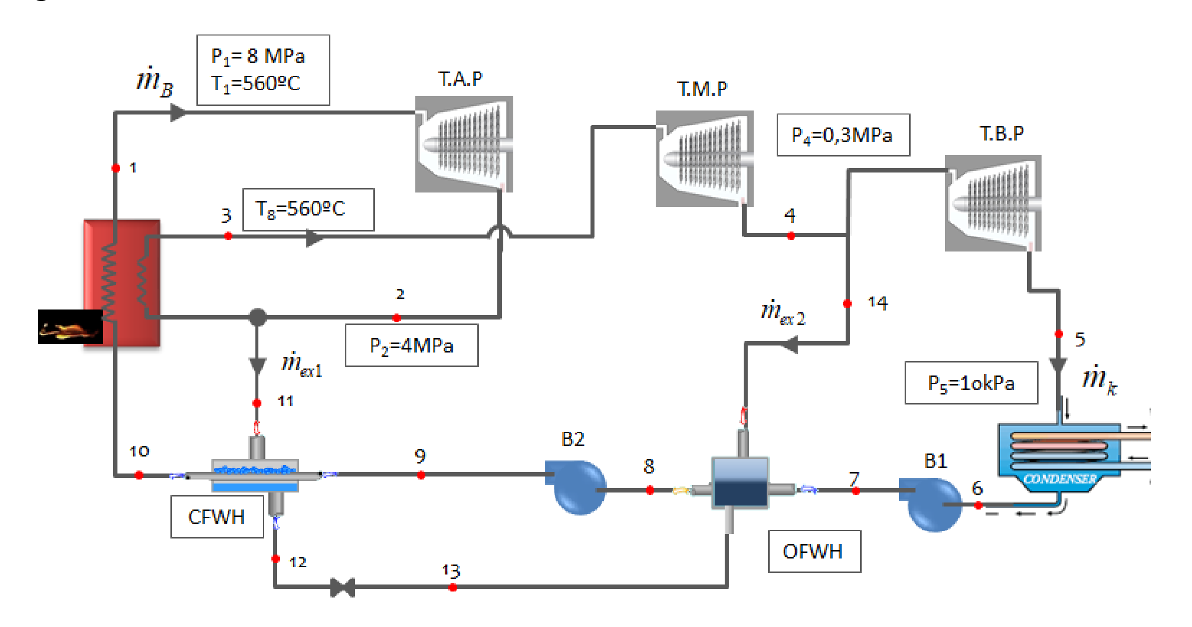
PROBLEMA 3

La central termoeléctrica opera con vapor de agua, el cual entra en la primera turbina a *8 MPa* y *560 °C con un caudal de 50 kg/s*. La primera turbina descarga a 4MPa y después de ello, el 10% del caudal es desviado para alimentar a un precalentador de tipo cerrado, donde es enfriado hasta el estado de líquido saturado. El caudal restante es recalentado hasta 560 °C, para ser expandido en la segunda turbina de media presión hasta un valor de *0,3 MPa*. Parte del caudal a la salida es desviado hacia un precalentador de tipo cerrado. El resto del caudal termina de expandirse en la turbina de baja presión hasta *10 kPa*. El agua sale del condensador en condiciones de saturación. Todas las turbinas y bombas se comportan de forma isentrópica.

En estas condiciones, determinar los diferentes estados termodinámicos y el rendimiento del ciclo.

SOLUCIÓN

Según la descripción del enunciado, el esquema de la instalación será el mostrado en la figura



Comenzamos el cálculo de los estados termodinámicos con el del vapor vivo.

Punto 1. Condiciones de vapor vivo (entrada a la turbina de vapor de alta presión). Según enunciado son: T_1 = 560 °C y p_1 = 8MPa.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Estamos en un estado de vapor sobrecalentado, pues $T_{sat}(p_1)$ = 295 °C < T_1 = 560 °C. Ver tablas de saturación.

Los parámetros que definen este punto son la presión y la temperatura. En tablas de vapor sobrecalentado interpolando se lee que $h_1(p_1,T_1)$ = 3546 kJ/kg ; $s_1(p_1,T_1)$ = 6,91 kJ/kgK

Punto 2. Descarga de la turbina de alta presión. Sabemos que la presión a la descarga es de p_2 = 4 MPa. Al ser los rendimientos isentrópicos iguales a la unidad, el punto de descarga real será igual al isentrópico, pero vamos a actuar como si fuera menor a la unidad. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 2s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa en la zona de vapor sobrecalentado o en la zona bifásica:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_2)$ = 6,07 kJ/kgK < s_1 = 6,91 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{2s}(p_2,s_1)$ = 3310 kJ/kg

$$\eta_{is,TAP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \rightarrow h_2 = h_1 + \eta_{is,TAP} \cdot (h_1 - h_{2s})$$

$$h_2 = 3.546 - 1 \cdot (3.546 - 3.310) = 3.310 \; {kJ}/{kg}$$

Punto 3. Entrada a la turbina de media presión / salida vapor sobrecalentado. Según enunciado son: T_3 = 560 °C y p_3 = 4 MPa. En tablas de vapor sobrecalentado interpolando se lee que $h_3(P_3,T_3)$ = 3583 kJ/kg ; $s_3(p_3,T_3)$ = 7,2631 kJ/kgK

Punto 4 Descarga de la Turbina de Vapor de Media Presión. Al ser el rendimiento isentrópico igual a la unidad **4 = 4s.** Comprobaremos si se trata de vapor sobrecalentado o estamos en estado bifásico.

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_4)$ = 6,9916 kJ/kgK < $s_3 = s_4$ = 7,2631 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{4s}(P_4,s_3)$ = 2.842,5 kJ/kg = h_4

Punto 5 Salida turbina de baja presión / entrada condensador. La presión de condensación, según indica el enunciado es de: p_k = 10 kPa, por lo tanto, la temperatura $T_k = T_{sat}$(10 kPa) = 45,8 °C.

La descarga isentrópica, **punto 5s**, la calcularemos determinando en primer lugar si se sitúa fuera o dentro de la campana. En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_5)$ = 8,1488 kJ/kgK > s_4 = 7,2631 kJ/kgK → estado bifásico.

$$x_{v,5s} = \frac{s_5 - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} = \frac{7{,}2631 - 0{,}6492}{8{,}1488 - 0{,}6492} = 0{,}8819$$

$$h_{5s} = h_{ls} + x_{v,5s} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 191{,}81 + 0{,}8819 \cdot (2.583{,}9 - 191{,}81) = 2.301 \frac{kJ}{kg} = h_5$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Punto 6. Salida del condensador. Estamos en condiciones de líquido saturado a P_6. = 10 kPa

$$h_6 = h_{l,sat}\ (p_6) = 191{,}81\ kJ/kg$$

$$s_6 = s_{l,sat}\ (p_6) = 0{,}6492\ kJ/kgK$$

$$v_6 = v_{l,sat}\ (p_6) = 0{,}0010103\ m^3/kg$$

Punto 7 Descarga de la primera bomba, que sube la presión desde la de condensación hasta la del precalentador abierto (0,3MPa), que es la que existe entre los cuerpos de las turbinas de vapor de media y baja presión. Dado que el rendimiento isentrópico de la bomba es igual a la unidad, el punto de descarga isentrópico será igual al real.

$$w_{B1,s} = v_6 \cdot (p_7 - p_6) = h_{7s} - h_6$$

$$h_{7s} = h_6 + v_6 \cdot (p_7 - p_6) = 191{,}81 + 0{,}0010103 \cdot (300 - 10) = 191{,}81 + 0{,}29 = \\ = 192{,}1\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 8 Salida del precalentador de tipo abierto. El estado termodinámico de este tipo precalentadores es de líquido saturado a la presión P_8 = 0,3MPa bar, por lo tanto:

$$h_8 = h_{l,sat}\ (p_8) = 561{,}43\ kJ/kg$$

$$s_8 = s_{l,sat}\ (p_8) = 1{,}6717\ kJ/kg$$

$$v_8 = v_{l,sat}\ (p_8) = 0{,}0010732\ m^3/kg$$

Punto 9 Descarga de la segunda bomba, que sube la presión desde la del precalentador abierto a la de la caldera. El punto 9 será el mismo que el 9s dado que el rendimiento isentrópico de la bomba es igual a la unidad. La presión a la descarga de la bomba se encuentra a presión P_9 = 8 MPa, y tiene la misma entropía que el punto 8 ($s_9 = s_8$). La entalpía la determinaremos como

$$w_{B2,s} = v_8 \cdot (p_9 - p_8) = h_{9s} - h_8$$

$$h_{9s} = h_8 + v_8 \cdot (p_9 - p_8) = 561{,}43 + 0{,}0010732 \cdot (8.000 - 300) = 561{,}6 + 8{,}26 = \\ = 569{,}7\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 10. Este punto lo determinamos posteriormente a partir del balance energético en el intercambiador cerrado.

Punto 11. Energéticamente, este punto es equivalente al punto 2.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Punto 12. Salida del fluido caliente del precalentador de tipo cerrado. El estado termodinámico de este tipo precalentadores es de líquido saturado a la presión P_{12} = 4 MPa, por lo tanto:

$$h_{12} = h_{l,sat}\,(p_{12}) = 1.087{,}5 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{12} = s_{l,sat}\,(p_{12}) = 2{,}7968 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{12} = v_{l,sat}\,(p_{12}) = 0{,}0012526 \text{ m}^3\text{/kg}$$

Punto 13. Este punto procede de la expansión isentálpica del punto 12. La expansión será hasta la presión existente en el precalentador abierto, por lo tanto, p_{13} = 0,3MPa y $h_{13} = h_{12}$

Punto 14. Energéticamente, este punto es equivalente al punto 4.

Quedan por determinar la entalpía del punto 10 (h_{10}) y los caudales másicos circulantes ($\dot{m}_{ex2}$ y $\dot{m}_k$), por lo tanto, necesitamos tres ecuaciones extraídas de los balances másicos y energéticos:

Balance energético en intercambiador abierto:

$$I)\;\; \dot{m}_k \cdot h_7 \,+\, \dot{m}_{ex1} \cdot h_{13} \,+\, \dot{m}_{ex2} \cdot h_{14} \,=\, h_8 \cdot \dot{m}_B$$

$$\dot{m}_k \cdot 192{,}1 \,+\, 0{,}1 \cdot 50 \cdot 1.087{,}5 \,+\, \dot{m}_{ex2} \cdot 2.842{,}5 \,=\, 561{,}43 \cdot 50$$

Balance energético en el precalentador cerrado:

$$II)\;\; \dot{m}_B \cdot h_9 \,+\, h_{11} \cdot \dot{m}_{ex1} \,=\, \dot{m}_B \cdot h_{10} \,+\, h_{12} \cdot \dot{m}_{ex1}$$

$$50 \cdot 569{,}7 \,+\, 3.310 \cdot 0{,}1 \cdot 50 \,=\, 50 \cdot h_{10} \,+\, 1.087{,}5 \cdot 0{,}1 \cdot 50$$

Balance másico en la mezcla en precalentdor abierto:

$$III)\;\;\; \dot{m}_B \,=\, \dot{m}_k \,+\, \dot{m}_{ex1} \,+\, \dot{m}_{ex2} \;\rightarrow\; 50 \,=\, \dot{m}_k \,+\, 5 \,+\, \dot{m}_{ex2}$$

Los resultados obtenidos al resolver este sistema de ecuaciones, son:

$$h_{10} \,=\, 792\,\frac{kJ}{kg} \;;\; \dot{m}_k \,=\, 39{,}72\,\frac{kg}{s} \;\;;\; \dot{m}_{ex2} \,=\, 5{,}28\,\frac{kg}{s}$$

El trabajo útil obtenido es:

$$\dot{W}_{útil} \,=\, \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} \,=\, 66.205$$

$$\dot{W}_{TV} \,=\, \dot{m}_B \cdot (h_1 - h_2) \,+\, 0{,}9 \cdot \dot{m}_B \cdot (h_3 - h_4) \,+\, \dot{m}_k \cdot (h_4 - h_5) \,=$$

$$\dot{W}_{TV} \,=\, 50 \cdot (3.546 - 3.310) \,+\, 45 \cdot (3.583 - 2.842{,}5) \,+\, 39{,}72 \cdot (2.842{,}5 - 2.301) \,=\, 66.631\; kW$$

$$\dot{W}_{B1} \,=\, \dot{m}_k \cdot (h_7 - h_6) \,=\, 39{,}72 \cdot (192{,}1 - 191{,}8) \,=\, 11{,}92\; kW$$

$$\dot{W}_{B2} \,=\, \dot{m}_B \cdot (h_9 - h_8) \,=\, 50 \cdot (569{,}7 - 561{,}43) \,=\, 413{,}5\; kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El calor absorbido es:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_B \cdot (h_1 - h_{10}) + 0{,}9 \cdot \dot{m}_B \cdot (h_3 - h_2)$$
$$= 50 \cdot (3.546 - 792) + 45 \cdot (3.583 - 3.310) = 149.985\ kW$$

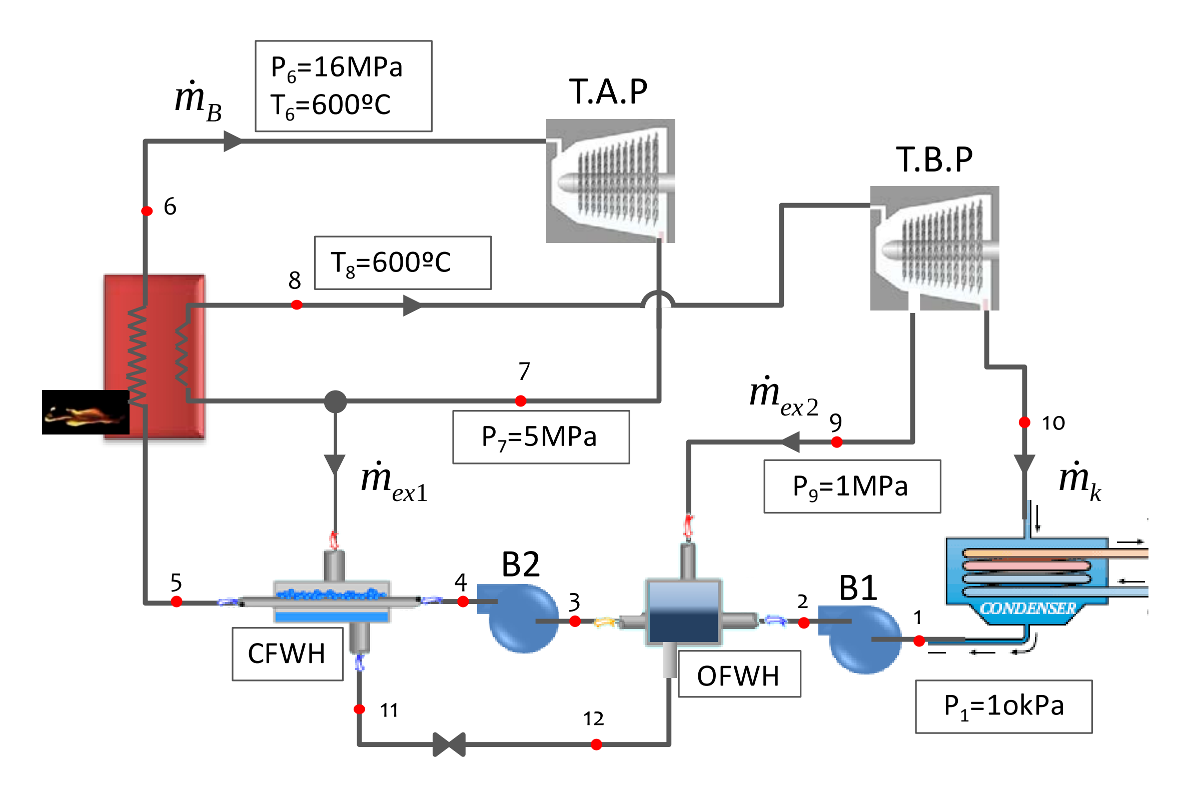
El rendimiento de la central:

$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{W}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{abs.}} = \frac{66.205}{149.985} = 0{,}44$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 4

El ciclo Rankine de la figura absorbe una potencia térmica de 350MW en su primer paso por la caldera. Las turbinas de vapor y la bomba tienen un rendimiento isentrópico del 82% y del 75% respectivamente. En la primera extracción se deriva un 30% del caudal que circula por la caldera, $\dot{m}_B$.



En estas condiciones determinar:

- **Definir el Ciclo en un diagrama T – s, y los Caudales de vapor que circulan por los diferentes circuitos.**
- **Rendimiento del Ciclo.**
- **Aproximación del rendimiento del ciclo al rendimiento del ciclo reversible equivalente.**

Nota: Considerar el punto de aspiración de la bomba 2 en condiciones de líquido saturado a la presión correspondiente.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

A los dos niveles de presión (p_B y p_k) les corresponderán los niveles de temperatura de condensación y ebullición de 45,8 °C y 347,8 °C respectivamente. Existe un nivel intermedio de presión, ente las dos etapas de bombeo, con valor p_i = 1MPa.

A continuación, se irán definiendo los estados térmicos de cada uno de los puntos del ciclo.

Punto 1. Aspiración bomba B1. Estado de líquido saturado a 10kPa. Propiedades leídas directamente en tabla:

		T		P	s	h	v	Título de Vapor	
		K	°C	MPa	kJ/kgK	kJ/kg	m3/kg		
1	Salida Condensador / Entrada Bomba	318,95	**45,8**	0,0100	0,6491	191,78	0,00101	**0**	líquido saturado

Punto 2. Descarga de la bomba B1. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica de la bomba B1, es decir, las condiciones del **punto 2s**

$$w_{B1,s} = v_1 \cdot (p_2 - p_1) = h_{2s} - h_1$$

$$h_{2s} = h_1 + v_1 \cdot (p_2 - p_1) = 191{,}78 + 0{,}00101 \cdot (1.000 - 10) = 191{,}78 + 0{,}99 =$$

$$h_{2s} = 192{,}8\ kJ/kg$$

$$\eta_{B1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{B1}}$$

$$h_2 = 191{,}78 + \frac{193 - 191{,}78}{0{,}75} = 193{,}11\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 6. Salida de Caldera. Se trata de un punto de vapor sobrecalentado a 600 °C, respecto a la temperatura de saturación correspondiente a 16MPa (347,36 °C). Las propiedades de este punto las localizaremos en la tabla de vapor sobrecalentado.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

P	16000	(kPa)		
T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
620,5	347,35	0,0093	2581	5,25
650	377	0,0126	2830	5,64
675	402	0,0144	2956	5,83
700	427	0,0159	3057	5,98
725	452	0,0171	3146	6,10
750	477	0,0183	3227	6,21
775	502	0,0194	3303	6,31
800	527	0,0204	3375	6,40
825	552	0,0214	3445	6,49
850	577	0,0224	3513	6,57
875	602	0,0233	3579	6,65
900	627	0,0242	3645	6,72
925	652	0,0251	3710	6,79
950	677	0,0260	3774	6,86

Interpolando obtendremos:

		T		P	s	h	v	Título de Vapor	
		K	°C	MPa	kJ/kgK	kJ/kg	m3/kg		
6	Salida Caldera / Entrada Turbina Alta P	873,15	**600**	**16,001**	6,6420	3.574,4	0,023236	–	–

Punto 7. Descarga de la turbina de alta presión. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica de la turbina, es decir, las condiciones del **punto 7s.**

Para el punto 7s estamos hablando de vapor sobrecalentado con entropía $s_{7s} = s_6 = 6{,}6420$ kJ/kgK y presión 5Mpa. Para saber si la descarga isentrópica está dentro de la campana, comprobamos la entropía de vapor saturado correspondiente a 5 MPa:

s_{vs} (5MPa) = 5,9737 < s_{7s} → luego estamos en zona de vapor sobrecalentado.

Buscaremos las propiedades interpolando en la tabla de vapor sobrecalentado:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

P	5000	(kPa)		
T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
537,1	263,94	0,039	2794	5,97
550	277	0,042	2846	6,07
575	302	0,046	2932	6,22
600	327	0,049	3006	6,35
625	352	0,052	3074	6,46
650	377	0,055	3139	6,56
675	402	0,058	3201	6,66
700	427	0,061	3262	6,74
725	452	0,064	3322	6,83
750	477	0,066	3381	6,91

La entalpía del punto 7 la obtendremos a partir del rendimiento isentrópico de la turbina

$$\eta_{T1} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \rightarrow h_7 = h_6 + \eta_{T1} \cdot (h_6 - h_{7s})$$

$$h_7 = 3.574{,}4 - 0{,}82 \cdot (3.574{,}4 - 3.196{,}7) = 3.265 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Las propiedades de los puntos 7 y 7s se recogen en la tabla siguiente:

		T		P	s	h	v	Título de Vapor	
		K	°C	MPa	kJ/kgK	kJ/kg	m3/kg		
7s	Salida Isentrópica Turbina Alta P	671,46	398,3	**5,000**	**6,642**	3.192,5	0,05767	–	–
7	Salida Turbina Alta P	699,72	426,6	**5,000**	6,742	**3.261,2**	0,06078	–	–

Punto 8. Entrada turbina de baja presión. Se trata de un punto de vapor sobrecalentado con temperatura 600 °C y presión 5 MPa. Las propiedades de este punto las localizaremos en la tabla de vapor sobrecalentado.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

P	5000	(kPa)		
T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
537,1	263,94	0,039	2794	5,97
550	277	0,042	2846	6,07
575	302	0,046	2932	6,22
600	327	0,049	3006	6,35
625	352	0,052	3074	6,46
650	377	0,055	3139	6,56
675	402	0,058	3201	6,66
700	427	0,061	3262	6,74
725	452	0,064	3322	6,83
750	477	0,066	3381	6,91
775	502	0,069	3439	6,98
800	527	0,071	3497	7,06
825	552	0,074	3555	7,13
850	577	0,076	3613	7,20
900	627	0,081	3729	7,33

Punto 9. Extracción/Sangría de la turbina de baja presión. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica de la turbina, es decir, las condiciones del **punto 9s.**

Para el punto 9s estamos hablando de vapor sobrecalentado con entropía $s_{9s} = s_8 = 7{,}2605$ kJ/kgK y presión 1Mpa. Para saber si la descarga isentrópica está dentro de la campana, comprobamos la entropía de vapor saturado correspondiente a 1 MPa:

s_{vs} (1 MPa) = 6.5850 < s_{9s} → luego estamos en zona de vapor sobrecalentado.

Buscaremos las propiedades interpolando en la tabla de vapor sobrecalentado para $s_{9s} =$ 7,2605 kJ/kgK y p_9 = 1MPa:

P	1000	(kPa)		
T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
453,0	179,88	0,194	2777	6,59
475	202	0,207	2833	6,70
500	227	0,221	2891	6,82
525	252	0,234	2947	6,93
550	277	0,246	3002	7,04
575	302	0,259	3056	7,13
600	327	0,271	3109	7,22
625	352	0,283	3162	7,31
650	377	0,295	3215	7,39

La entalpía del punto 9 la obtendremos a partir del rendimiento isentrópico de la turbina

$$\eta_{T2} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \rightarrow h_9 = h_8 - \eta_{T2} \cdot (h_8 - h_{9s})$$

$$h_9 = 3.669 - 0{,}82 \cdot (3.669 - 3.158{,}2) = 3.250 \ ^{kJ}/_{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Las propiedades de los puntos 9 y 9s se recogen en la tabla siguiente:

		T		P	s	h	V	Título de Vapor	
		K	°C	MPa	kJ/kgK	kJ/kg	m3/kg		
9s	Sangría Isentrópica Turbina Baja P	610,84	337,7	**1,000**	**7,260**	3.132,0	0,27651	–	–
9	Sangría Turbina Baja P	656,14	383,0	**1,000**	7,412	**3.228,3**	0,29844	–	–

Punto 10. Descarga de turbina de baja presión. Primero determinamos la descarga isentrópica de la turbina, es decir, las condiciones del **punto 10s.**

Para el punto 10s estamos hablando de vapor sobrecalentado con entropía $s_{10s} = s_{9s} = 7{,}26$ kJ/kgK y presión 10kPa. Para saber si la descarga isentrópica está dentro de la campana, comprobamos la entropía de vapor saturado correspondiente a 1 MPa:

s_{vs} (10 kPa) = 8,1488 > s_{10s} → luego estamos en zona bifásica. El título de vapor será:

$$x_v = \frac{s_{10s} - s_{ls}(10kPa)}{s_{vs}(10kPa) - s_{ls}(10kPa)} = \frac{7{,}26 - 0{,}6492}{8{,}1488 - 0{,}6492} = 0{,}881$$

$$h_{10s} = h_{ls} + x_v \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 191{,}81 + 0{,}881 \cdot 2.392{,}1 = 2.301 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

La entalpía del punto 10 la obtendremos a partir del rendimiento isentrópico de la turbina

$$\eta_{T2} = \frac{h_8 - h_{10}}{h_8 - h_{10s}} \rightarrow h_{10} = h_8 - \eta_{T2} \cdot (h_8 - h_{10s}) =$$

$$= 3.666{,}9 - 0{,}82 \cdot (3.666{,}9 - 2.301) = 2.546 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 11. Líquido saturado a 5MPa.

Punto 12. 1000kPa, con entalpía igual al punto 11.

		T		P	s	h	V	Título de Vapor	
		K	°C	MPa	kJ/kgK	kJ/kg	m3/kg		
10s	Descarga Isentrópica Turbina Baja P	318,95	45,80	**0,010**	**7,260**	2.300,5	12,93628	0,882	–
10	Descarga Turbina Baja P	318,95	45,80	**0,010**	7,784	**2.467,5**	13,96074	0,951	–
11	Salida CFWH, líqui-	537,09	263,9	**5,000**	2,9210	1.154,6	0,001286	**0**	

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

	do saturado		4			4			
12		453,03	179,8 8	**1,000**	3,004	**1.154,6 4**	0,03874	0,195	

Punto 3, aspiración B2, será líquido saturado.

P	T	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. ·10³	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap-líq.	líq. sat.	vap. sat.	vap-líq.	líq. sat.	vap.sat.
kPa	ºC	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
750	167,75	1,1114	0,26	709,235	2765,6	2056,4	2,01948	6,6836	4,664	708,4018	2574,0
800	170,41	1,1148	0,24	720,864	2768,3	2047,4	2,04565	6,6616	4,616	719,9719	2576,0
850	172,94	1,1180	0,23	731,954	2770,8	2038,8	2,07046	6,6409	4,570	731,0035	2577,9
900	175,35	1,1212	0,21	742,562	2773,0	2030,5	2,09405	6,6213	4,527	741,5529	2579,6
950	177,66	1,1242	0,20	752,736	2775,1	2022,4	2,11655	6,6027	4,486	751,6675	2581,2
1000	179,88	1,1272	0,19	762,515	2777,1	2014,6	2,13806	6,5850	4,447	761,3878	2582,7

$$h_3 = 762{,}5 \text{ kJ/kg}$$

Punto 4. Descarga de la bomba B2. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica de la bomba B2, es decir, las condiciones del **punto 4s**

$$w_{B2,s} = v_3 \cdot (p_B - p_i) = h_{4s} - h_3$$

$$h_{4s} = h_3 + v_3 \cdot (p_B - p_i) = 762{,}5 + 0{,}001127 \cdot (16.000 - 1.000) = 762{,}5 + 16{,}9$$

$$h_{4s} = 779{,}4\ kJ/kg$$

$$\eta_{B2} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \rightarrow h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_{B2}}$$

$$h_4 = 762{,}5 + \frac{16{,}9}{0{,}75} = 785\ {}^{kJ}\!/_{kg}$$

El **punto 5** lo obtendremos tras realizar balance de masas y energía en el precalentador cerrado del agua de alimentación a la caldera (CFWH). La presión de este punto es la de la caldera, 16 MPa

lo obtendremos realizando balance energético y másico en el calentador abierto (OFWH)

$$\left.\begin{aligned} (h_7 - h_{11}) \cdot \dot{m}_{ex1} &= (h_5 - h_4) \cdot \dot{m}_B \\ \dot{m}_{ex1} &= 0{,}3 \cdot \dot{m}_B \end{aligned}\right\} h_5 = h_4 + 0{,}3 \cdot (h_7 - h_{11})$$

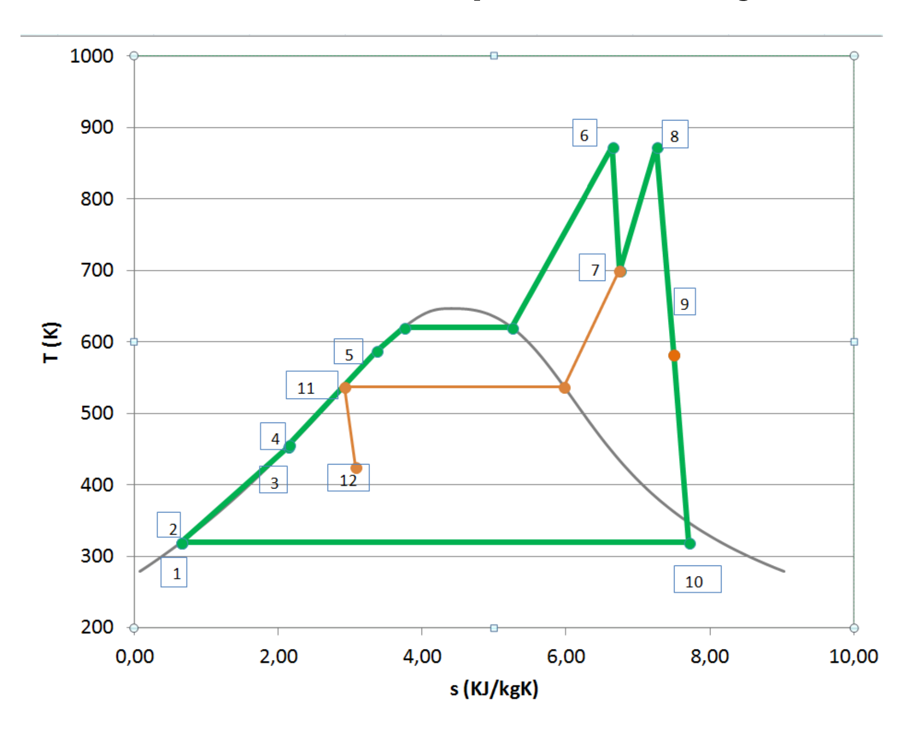
$$h_5 = 785 + 0{,}3 \cdot (3.261 - 1.154) = 1.417 \text{ kJ/kg} < h_{liq,sat}\ (16 \text{ MPa}) = 1.650 \text{ kJ/kg}$$

Debemos comprobar que la entalpía del punto 5 es inferior a la de líquido saturado, puesto que el intercambiador CFWH no está preparado para que comience la ebullición en él. Si h_5

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

fuera superior a h_{liq} a la presión correspondiente, deberíamos reducir la cantidad de caudal extraído, para así calentar menos el punto 5.

El ciclo resultante se muestra a continuación representado en un diagrama TS



Dada la potencia absorbida en la caldera podemos determinar el caudal circulante por la misma:

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_{6,5}}{h_6 - h_5} = \frac{350.000}{3.574 - 1.417} = 162,26\ {}^{kg}/_{s}$$

El caudal extraído de la descarga de la turbina T.A.P., será:

$$\dot{m}_{ex1} = 0,3 \cdot \dot{m}_B = 48,7\ {}^{kg}/_{s}$$

El caudal que circula por el condensador y el extraído de la turbina T.B.P se determinarán resolviendo el siguiente sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas:

$$\left.\begin{aligned} h_2 \cdot \dot{m}_k + h_9 \cdot \dot{m}_{ex2} + h_{12} \cdot \dot{m}_{ex1} &= h_3 \cdot \dot{m}_B \\ \dot{m}_k + \dot{m}_{ex2} + \dot{m}_{ex1} &= \dot{m}_B \end{aligned}\right\}$$

$$\dot{m}_{ex2} = \dot{m}_B \cdot \frac{0,3 \cdot h_{12} + 0,7 \cdot h_2 - h_3}{h_2 - h_9} = 15,8\ {}^{kg}/_{s}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{m}_k = \dot{m}_B - \dot{m}_{ex2} - \dot{m}_{ex1} = 97{,}8 \ {}^{kg}/_{s}$$

$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{W}_{T.A.P.} + \dot{W}_{T.B.P.}}{\dot{Q}_{6,5} + \dot{Q}_{7,8}}$$
$$= \frac{\dot{m}_B \cdot (h_6 - h_7) + (\dot{m}_B - \dot{m}_{ex1}) \cdot (h_8 - h_9) + \dot{m}_k \cdot (h_9 - h_{10})}{350.000 + (\dot{m}_B - \dot{m}_{ex1}) \cdot (h_8 - h_7)}$$

$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{W}_{T.A.P.} + \dot{W}_{T.B.P.}}{\dot{Q}_{6,5} + \dot{Q}_{7,8}} = 47{,}62\ \%$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 1 - \frac{45{,}8 + 273{,}15}{600 + 273{,}15} = 63{,}24\ \%$$

$$\zeta = \frac{\eta_{Ciclo}}{\eta_{Carnot}} = 75{,}3\ \%$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

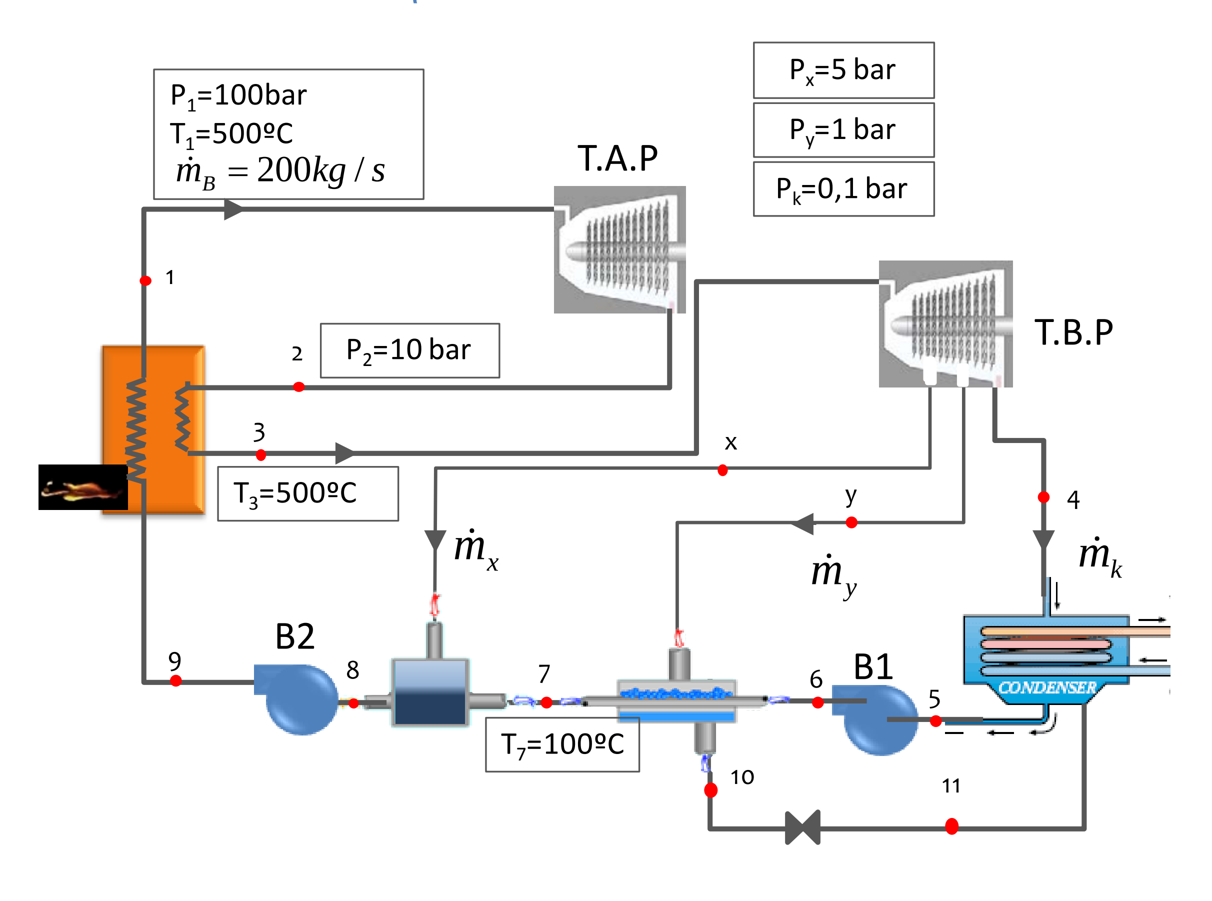
PROBLEMA 5

Determinar los estados termodinámicos, caudales de agua, potencias intercambiadas y rendimiento del ciclo Rankine de la figura, sabiendo que los rendimientos a considerar son:

Rendimientos isentrópicos de las turbinas: $\eta_{is,TAP}$ = 92% ; $\eta_{is,TBP}$ = 89%;

Rendimiento mecánico eléctrico de accionamiento del generador: $\eta_{m,e}$ = 97%

Rendimiento de la caldera: η_{cald} = 90%



SOLUCIÓN

Vamos a calcular las entalpías de los puntos

Punto 1. Condiciones de vapor vivo (entrada a la turbina de vapor de alta presión).

Estamos en un estado de vapor sobrecalentado, pues $T_{sat}(p_1)$ = 311 °C < T_1 = 500 °C. ver tablas de saturación.

Los parámetros que definen este punto son la presión y la temperatura. En tablas de saturación se lee que $h_1(p_1,T_1)$ = 3.375 kJ/kg ; $s_1(p_1,T_1)$ = 6,5955 kJ/kgK

ISBN: 978-84-17900-01-4

DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Punto 2. Descarga de la turbina de alta presión. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 2s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_2)$ = 6,585 kJ/kgK < s_1 = 6,5955 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{2s}(p_2,s_1)$ = 2.782 kJ/kg

$$\eta_{is,TAP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \rightarrow h_2 = h_1 + \eta_{is,TAP} \cdot (h_1 - h_{2s})$$

$$h_2 = 3.375 - 0{,}92 \cdot (3.375 - 2.782) = 2.829 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 3. Entrada turbina de baja presión. Se trata de un punto de vapor sobrecalentado con temperatura 500 °C y presión 1MPa. Las propiedades de este punto las localizaremos en la tabla de vapor sobrecalentado.

$h_3(p_2,T_3)$ = 3.479 kJ/kg ; $s_3(p_2,T_3)$ = 7,7637 kJ/kgK

Punto 4. Descarga de la turbina de baja presión. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica, **punto 4s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_k)$ = 8,1488 kJ/kgK > s_3 = 7,7637 kJ/kgK → vapor en bifásico.

$$x_{v,4s} = \frac{s_3 - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} = \frac{7{,}7637 - 0{,}6492}{8{,}1488 - 0{,}6492} = 0{,}949$$

$$h_{4s} = h_{ls} + x_{v,4s} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 191{,}81 + 0{,}949 \cdot 2.392 = 2.462 \ kJ/kg$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{is,TBP} \cdot (h_3 - h_{4s})$$

$$h_4 = 3.479 - 0{,}89 \cdot (3.479 - 2.462) = 2.574 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto x. Primera extracción de la turbina de baja presión. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto xs**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_x)$ = 6,8207 kJ/kgK < s_3 = 7,7637 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{xs}(p_x,s_3)$ = 3.251 kJ/kg

$$h_x = h_3 - \eta_{is,TBP} \cdot (h_3 - h_{xs})$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$h_x \ = \ 3.479 - 0{,}89 \cdot (3.479 - 3.251) \ = \ 3.276 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto y. Primera extracción de la turbina de baja presión. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto ys**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_y)$ = 7,3589 kJ/kgK < s_3 = 7,7637 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{ys}(p_y,s_3)$ = 2.842 kJ/kg

$$h_y \ = \ h_3 - \eta_{is,TBP} \cdot \left(h_3 - h_{ys}\right)$$

$$h_y \ = \ 3.479 - 0{,}89 \cdot (3.479 - 2.842) \ = \ 2.912 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 5. Salida del condensador. Estamos en condiciones de líquido saturado a p_k.

$$h_5 = h_{l,sat}\,(p_k) = 191{,}8 \text{ kJ/kg}$$

Punto 6 Despreciamos el efecto térmico de la bomba sobre el fluido, por lo tanto, la descarga de la primera bomba tendrá una entalpía igua a la de aspiración a la misma

$$h_6 = h_5 = 191{,}8 \text{ kJ/kg}$$

Punto 7 Salida del agua de alimentación del precalentador de tipo cerrado

$$h_7\,(p_x,T_7) \approx h_{l,sat}\,(T_7) = 419{,}2 \text{ kJ/kg}$$

Punto 8 Salida del agua de alimentación del precalentador de tipo abierto

$$h_8 = h_{l,sat}\,(p_x) = 640 \text{ kJ/kg}$$

Punto 9 Despreciamos el efecto térmico de la bomba sobre el fluido, por lo tanto, la descarga de la segunda bomba tendrá una entalpía igual a la de aspiración a la misma

$$h_9 = h_8 = 640 \text{ kJ/kg}$$

Punto 10 Salida del vapor condensado en el segundo sangrado:

$$h_{10} = h_{l,sat}\,(p_y) = 417 \text{ kJ/kg}$$

Los caudales másicos los obtendremos realizando un balance energético sobre cada precalentador

$$\left.\begin{array}{c} \dot{m}_x \cdot h_x \ + \ (\dot{m}_1 - \dot{m}_x) \cdot h_7 \ = \ h_8 \cdot \dot{m}_1 \\ (\dot{m}_1 - \dot{m}_x) \cdot h_6 \ + \ h_y \cdot \dot{m}_y \ = \ (\dot{m}_1 - \dot{m}_x) \cdot h_7 \ + \ h_{10} \cdot \dot{m}_y \end{array}\right\} \dot{m}_x \ = \ 15{,}46 \ \frac{kg}{s} \ ; \ \dot{m}_y \ = \ 16{,}8 \ \frac{kg}{s}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Con todos estos datos podemos calcular las potencias:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{T.A.P.} + \dot{W}_{T.B.P.} =$$
$$= \dot{m}_1 \cdot [(h_1 - h_2) + (h_3 - h_x)] + (\dot{m}_1 - \dot{m}_x) \cdot (h_x - h_y) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_x - \dot{m}_y) \cdot (h_y - h_4)$$

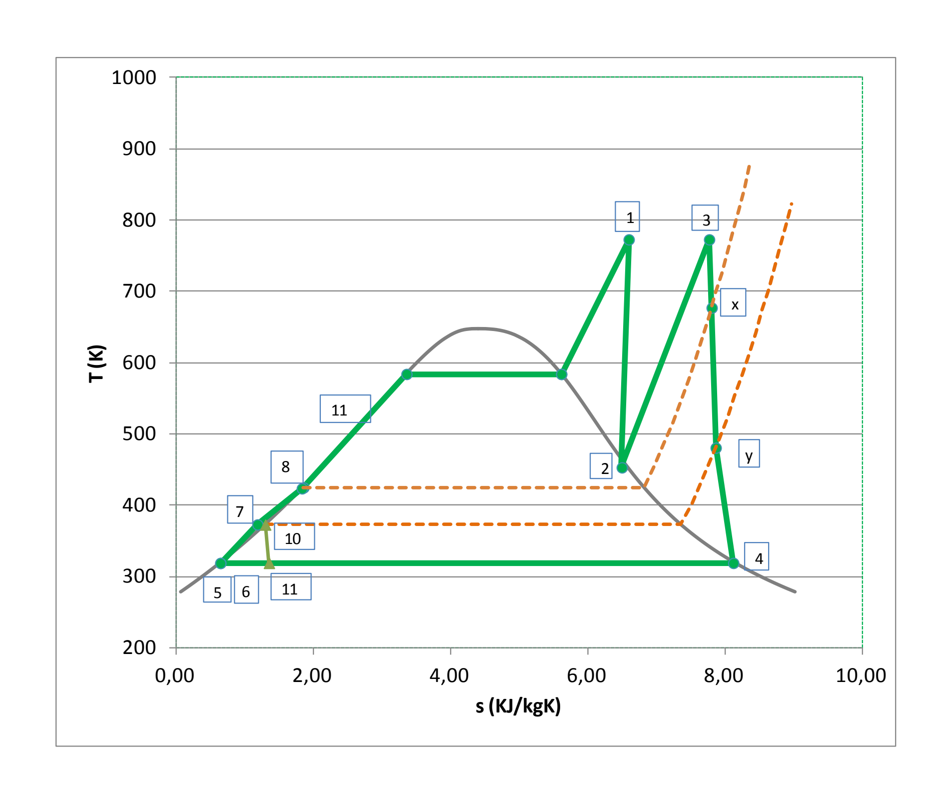
$$\dot{W}_{TV} = 200 \cdot [(3.375 - 2.829) + (3.479 - 3276)] + (200 - 15{,}46) \cdot (3.276 - 2.912) + (200 - 15{,}46 - 16{,}8) \cdot (2.912 - 2.574)$$
$$= 149.800 + 67.172 + 56.696$$

$$\dot{W}_{TV} = 273.668\ kW$$

$$\dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_1 \cdot [(h_1 - h_9) + (h_3 - h_2)]$$

$$\dot{Q}_{Abs} = 200 \cdot [(3.375 - 640) + (3.479 - 2.829] = 677.000\ kW$$

$$\eta_{Central} = \frac{\dot{W}_{T.V.} \cdot \eta_{m,e}}{\dot{Q}_{Abs}/\eta_{cald}} = \frac{273.668 \cdot 0{,}97}{677.000/0{,}9} = \frac{265.458}{752.222} = 0{,}3529$$



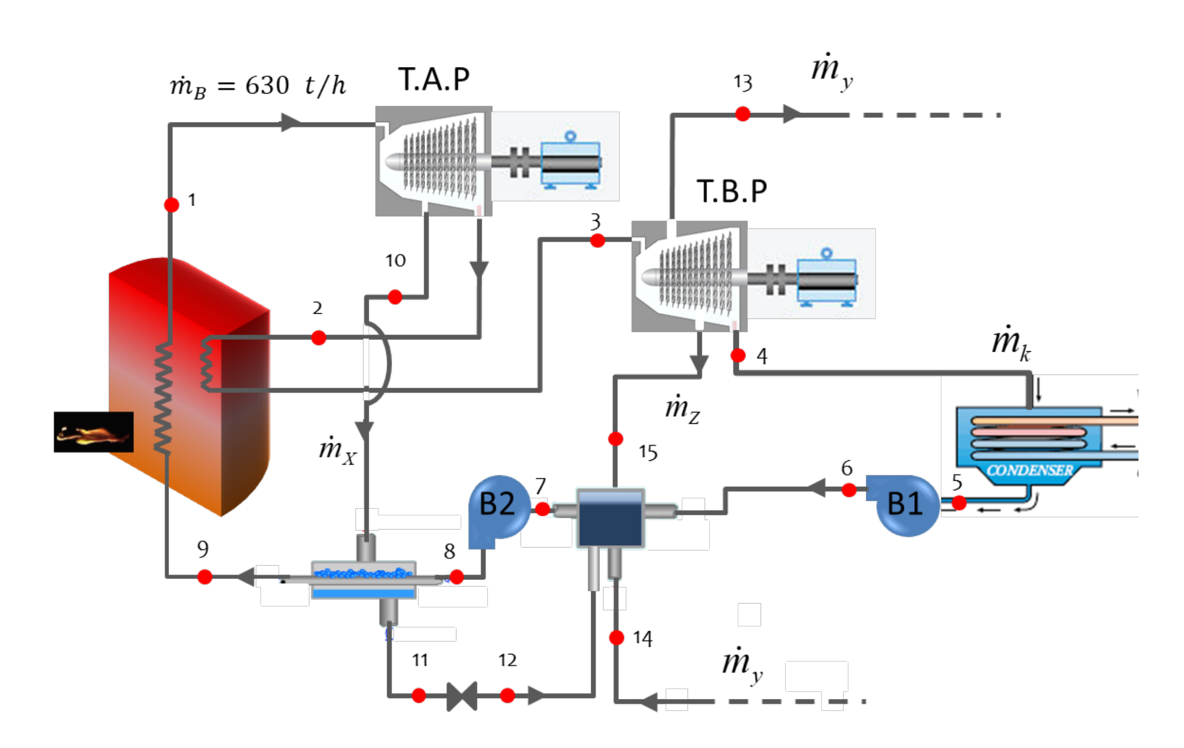
ISBN: 978-84-17900-01-4
R. Cabello López, R. Llopis Doménech, D. García Sánchez-Vacas
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 6

De la instalación de la figura se conocen los siguientes datos de operación

- **La caldera genera un caudal de 630t/h de vapor a 9.000 kPa y 450 °C, para lo cual consume un caudal de 11,98 m³/s de gas natural (en las condiciones ambientales de 29 °C y 1 bar), teniendo un rendimiento del 97%.**
- **El flujo principal de vapor condensa a una temperatura de 25 °C.**
- **Las tres extracciones de vapor se realizan a los niveles de presión de 50, 5 y 2, mientras que el recalentamiento se realiza a una presión de 20, hasta una temperatura igual a la de entrada a la turbina de alta presión**
- **EL punto 7 se encuentra en estado de líquido saturado a la presión correspondiente.**
- **El punto 14 es el retorno del vapor extraído en 13 (m_y = 5kg/s), que tras ser empleado en un proceso industrial presenta un título de vapor del 30% a la presión correspondiente.**
- **Los rendimientos isentrópicos de las turbinas son: $\eta_{is,TAP}$ = 0,88 ; $\eta_{is,TBP}$ = 0,85**
- **Los rendimientos isentrópicos de ambas bombas son igual a la unidad.**

En estas condiciones determinar los estados termodinámicos del ciclo, los caudales másicos circulantes por cada ramal y el rendimiento del ciclo Rankine.



Nota:

Considerar el poder calorífico inferior del gas natural de 39.517 kJ/Nm³

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Vamos a calcular las entalpías de los puntos

Punto 1. Condiciones de vapor vivo (entrada a la turbina de vapor de alta presión).

Estamos en un estado de vapor sobrecalentado, pues T_1 = 450 °C >T_{sat}(p_1 = 90bar) = 303,4 °C (ver tablas de saturación).

Los parámetros que definen este punto son la presión y la temperatura. En tablas de saturación se lee que $h_1(p_1,T_1)$ = 3.258 kJ/kg ; $s_1(p_1,T_1)$ = 6,485 kJ/kgK

Punto 2. Descarga de la turbina de alta presión. La presión de este punto es de 20 bar. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 2s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}$(p_2 = p_{recal} = 20bar) = 6,34 kJ/kgK < s_1 = 6,485 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{2s}(p_2,s_1)$ = 2.871 kJ/kg

$$\eta_{is,TAP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \rightarrow h_2 = h_1 + \eta_{is,TAP} \cdot (h_1 - h_{2s})$$

$$h_2 = 3.257 - 0{,}88 \cdot (3.257 - 2.871) = 2.917 \ ^{kJ}/_{kg}$$

Punto 10. Extracción de la turbina de alta presión. La presión de esta primera extracción es de 50 bar. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 10s**. No hace falta comprobar que el punto es vapor sobrecalentado puesto que el punto 2, que está aguas abajo ya lo es.

En tablas de vapor sobrecalentado h_{10s}(p_{10} = p_x,s_1) = 3.091 kJ/kg

$$\eta_{is,TAP} = \frac{h_1 - h_{10}}{h_1 - h_{10s}} \rightarrow h_{10} = h_1 + \eta_{is,TAP} \cdot (h_1 - h_{10s})$$

$$h_{10} = 3.257 - 0{,}88 \cdot (3.257 - 3.091) = 3.112 \ ^{kJ}/_{kg}$$

Punto 3. Entrada turbina de baja presión. Se trata de un punto de vapor sobrecalentado con temperatura 450 °C y presión p_3 = p_{recal} = 20 bar. Las propiedades de este punto las localizaremos en la tabla de vapor sobrecalentado.

$h_3(p_{recal},T_3)$ = 3.358 kJ/kg ; $s_3(p_{recal},T_3)$ = 7,287 kJ/kgK

Punto 13. Extracción a 5 bar en la turbina de baja presión. El vapor extraído en estas condiciones es utilizado en el proceso industrial y devuelto al ciclo en las condiciones del pun-

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

to 14.En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 13s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_{13} = p_y = 5\ bar) = 6{,}82$ kJ/kgK < $s_3 = 7{,}287$ kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{13s}(p_y,s_3) = 2.968$ kJ/kg

$$\eta_{is,TBP} = \frac{h_3 - h_{13}}{h_3 - h_{13s}} \rightarrow h_{13} = h_3 + \eta_{is,TBP} \cdot (h_3 - h_{13s})$$

$$h_{13} = 3.385 - 0{,}85 \cdot (3.385 - 2.968) = 3.027 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 15. Extracción a 5 bar en la turbina de baja presión. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 15s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_{15} = p_z = 2\ bar) = 7{,}127$ kJ/kgK < $s_3 = 7{,}287$ kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{15s}(p_z,s_3) = 2.771$ kJ/kg

$$\eta_{is,TBP} = \frac{h_3 - h_{15}}{h_3 - h_{15s}} \rightarrow h_{15} = h_3 + \eta_{is,TBP} \cdot (h_3 - h_{15s})$$

$$h_{15} = 3.358 - 0{,}85 \cdot (3.358 - 2.771) = 2.859 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 4. Descarga de la turbina de baja presión. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 4s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

La temperatura $T_4 = T_k = 25$ºC → $p_k = 0{,}0317$ bar. En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_k) = 8{,}557$ kJ/kgK > $s_3 = 7{,}285$ kJ/kgK → vapor en bifásico.

$$x_{v,4s} = \frac{s_3 - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} = \frac{7{,}287 - 0{,}367}{8{,}557 - 0{,}367} = 0{,}845$$

$$h_{4s} = h_{ls}(T_k) + x_{v,4s} \cdot \left(h_{vs}(T_k) - h_{ls}(T_k)\right) = 104{,}83 + 0{,}845 \cdot (2.546{,}5 - 104{,}83)$$
$$= 2.168\ kJ/kg$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{is,TBP} \cdot (h_3 - h_{4s})$$

$$h_4 = 3.358 - 0{,}85 \cdot (3.358 - 2.168) = 2.346 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 5. Salida del condensador. Estamos en condiciones de líquido saturado a p_k = 0,0317 bar.

$h_5 = h_{l,sat}(p_k) = 104{,}8$ kJ/kg; $v_5 = v_{l,sat}(p_k) = 0{,}001003$ m^3/kg

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Punto 6. Punto de descarga de la bomba B1. Comenzamos por determinar la descarga isentrópica:

$$w_{B1,s} = v_5 \cdot (p_{15} - p_k) = h_{6s} - h_5$$

$$h_{6s} = h_5 + v_5 \cdot (p_{15} - p_k) = 104{,}8 + 0{,}001003 \cdot (2{,}00 - 3{,}17) = 105\ kJ/kg$$

Puesto que el rendimiento isentrópico de la bomba es igual a la unidad, se desprecia el efecto térmico de la bomba sobre el fluido, por lo tanto:

$h_6 = h_{6,is} = 104{,}8$ kJ/kg

Punto 14. Retorno del vapor extraído en 13. El fluido se encuentra a la misma presión, $p_{14} = p_{13} = 5$bar, y con un título de vapor de $x_{v,14} = 0{,}3$. Con estas condiciones, la entalpía del fluido la determinaremos con la siguiente expresión:

$$h_{14} = h_{ls}(p_{14}) + x_{v,14} \cdot \left(h_{vs}(p_{14}) - h_{ls}(p_{14})\right) = 640{,}1 + 0{,}3 \cdot (2.748 - 640{,}1) = 1.272\ kJ/kg$$

Punto 7 Salida del agua de alimentación del precalentador de tipo cerrado. Se encuentra en estado de líquido saturado a la presión p_{15}

$h_7\ (p_{15},T_7) \approx h_{l,sat}\ (p_{15} = 2\ \text{bar}) = 504{,}7$ kJ/kg ; $v_7 = v_{l,sat}\ (p_{15}) = 0{,}001061\ m^3/kg$

Punto 8 Punto de descarga de la bomba B2. Comenzamos por determinar la descarga isentrópica:

$$w_{B2,s} = v_7 \cdot (p_1 - p_1) = h_{8s} - h_7$$

$$h_{8s} = h_7 + v_7 \cdot (p_1 - p_{15}) = 504{,}7 + 0{,}001061 \cdot (9.000 - 200) = 514\ kJ/kg$$

Al igual que con la bomba B1, puesto que el rendimiento isentrópico de la bomba es igual a la unidad, se desprecia el efecto térmico de la bomba sobre el fluido, por lo tanto:

$h_8 = h_{8,is} = 514$ kJ/kg

Punto 11 Salida del precalentador cerrado. Este punto se encuentra en condiciones de líquido saturado a la presión del punto 10, $p_{11} = p_{10} = 50$ bar.

$h_{11} = h_{l,sat}\ (p_{11} = 50\ \text{bar}) = 1.155$ kJ/kg

Punto 12 Salida de válvula de expansión, por lo tanto la entalpía de este punto es igual a la del fluido aguas arriba de la válvula → $h_{12}\ (p_{15},T_{12}) \approx h_{11} = 1.155$ kJ/kg

El resto de variables, h_9 y caudales deberemos de determinarlos a partir de los balances energéticos y másicos. En total necesitamos cuatro ecuaciones para obtener la entalpía del punto 9 y los tres caudales másicos que no conocemos.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Balance másico en precalentador abierto:

$$I)\ \dot{m}_x + \dot{m}_y + \dot{m}_z + \dot{m}_k = \dot{m}_B$$

Balance energético en precalentador abierto:

$$II)\ \dot{m}_x \cdot h_{12} + \dot{m}_y \cdot h_{14} + \dot{m}_z \cdot h_{15} + \dot{m}_k \cdot h_6 = \dot{m}_B \cdot h_7$$

Balance energético en precalentador cerrado

$$III)\ \dot{m}_x \cdot (h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_B \cdot (h_9 - h_8)$$

Balance energético en la caldera:

$$IV)\ \dot{Q}_{abs} = \dot{m}_B \cdot (h_1 - h_9) + (\dot{m}_B - \dot{m}_x) \cdot (h_3 - h_2)$$

En esta ecuación nos aparece una nueva incognita que es la potencia térmica absorbida por el fluido en la caldera. Este parámetro lo podemos calcular con los datos aportados por el enunciado

$$V)\ \dot{Q}_{abs} = \dot{V}_{fuel,N} \cdot PCI \cdot \eta_{cald.} = 10{,}83 \cdot 39.517 \cdot 0{,}97 = 415.115\ kW$$

Puesto que el valor del PCI, está dado en kJ/Nm3, tenemos que convertir el caudal volumétrico de combustible de las condiciones ambiente a condiciones normales. Suponiendo comportamiento de gas ideal, tendremos que:

$$\dot{V}_{fuel,N} = \dot{V}_{fuel} \cdot \frac{T_N}{T_{amb}} = 11{,}98 \cdot \frac{273{,}15}{273{,}15 + 29} = 10{,}83\,\frac{Nm^3}{s}$$

Finalmente, resolviendo el sistema de cuatro ecuaciones, obtenemos los siguientes valores:

$$\dot{m}_x = 59{,}26\,\frac{kg}{s}\ ;\ \dot{m}_z = 0{,}69\,\frac{kg}{s}\ ;\ \dot{m}_k = 110\,\frac{kg}{s}\ ;\ h_9 = 1.177\,\frac{kJ}{kg}$$

Con todos estos datos podemos calcular las potencias:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{T.A.P.} + \dot{W}_{T.B.P.} = \\ &= \dot{m}_B \cdot (h_1 - h_{10}) + (\dot{m}_B - \dot{m}_x) \cdot (h_{10} - h_2) + (\dot{m}_B - \dot{m}_x) \cdot (h_3 - h_{13}) \\ &+ \left(\dot{m}_B - \dot{m}_x - \dot{m}_y\right) \cdot (h_{13} - h_{15}) + \dot{m}_k \cdot (h_{15} - h_4)\end{aligned}$$

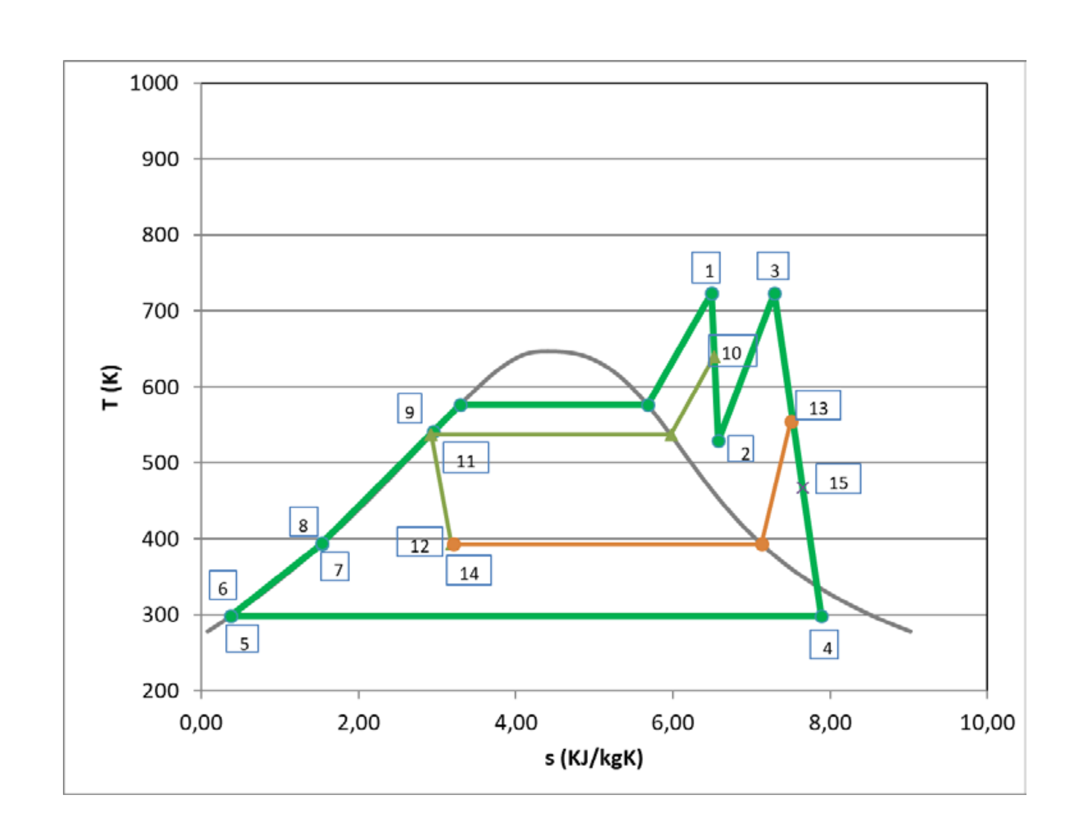
$$\begin{aligned}\dot{W}_{TV} = 630 \cdot \frac{1.000}{3.600} \cdot (3.258 - 3.112) + \left(630 \cdot \frac{1.000}{3.600} - 59{,}26\right) \cdot (3.112 - 2.918) \\ \cdot \left(630 \cdot \frac{1.000}{3.600} - 59{,}26\right) \cdot (3.358 - 3.027) - \left(630 \cdot \frac{1.000}{3.600} - 59{,}26 - 5\right) \\ \cdot (3.027 - 2.859) - 110 \cdot (2.859 - 2.346)\end{aligned}$$

$$\dot{W}_{TV} = 25.617 + 22.365 + 38.341 + 18.543 + 56.462 = 161.329\ kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{W}_B = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} = \dot{m}_k \cdot (h_5 - h_4) + \dot{m}_B \cdot (h_8 - h_7) = 21{,}73 + 1.633$$

$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{W}_{T.V} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2}}{\dot{Q}_{Abs}} = \frac{161.329 - 21{,}73 - 1.633}{415.115} = 0{,}385$$

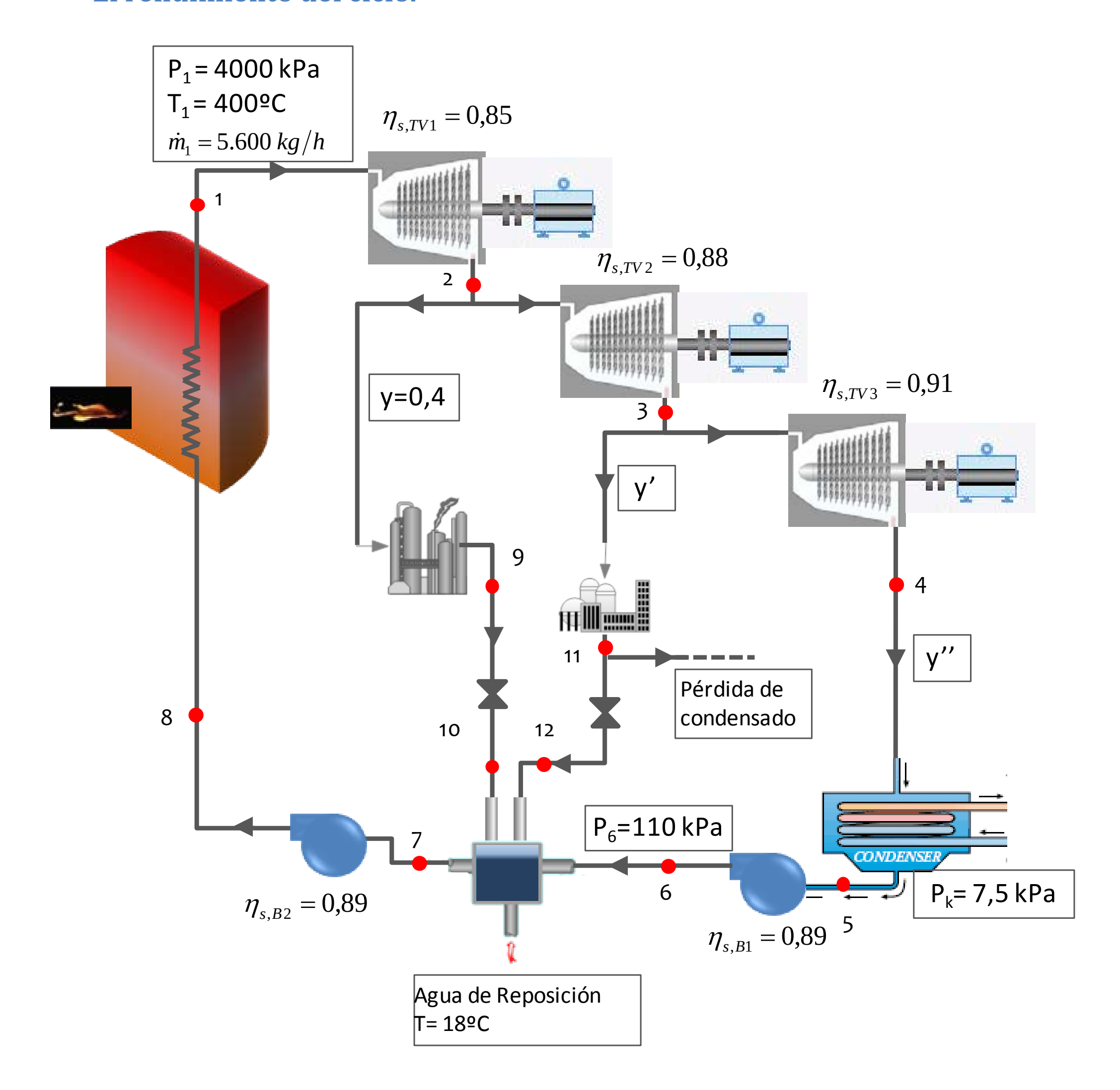


ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 7

Una industria utiliza vapor de agua a 1050 kPa para un determinado proceso, y a 350 kPa para calefactar. En ambas situaciones el vapor es retornado en estado de líquido saturado. El vapor se extrae de un ciclo Rankine que opera según el esquema y las condiciones indicadas en la figura. Determinar

- **Los estados termodinámicos de los puntos indicados en el ciclo**
- **Los caudales másicos que circulan por el ciclo**
- **El rendimiento del ciclo.**



Nota: La pérdida por condensados supone un 40% del caudal de vapor desviado para calefactar. Esta pérdida se compensa íntegramente con el agua de reposición.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Vamos a calcular las entalpías de los puntos

Punto 1. Condiciones de vapor vivo (entrada a la turbina de vapor de alta presión).

La temperatura de saturación correspondiente a la presión de 4.000 kPa es de $T_{sat}(p_1)$ = 250 °C < T_1 = 450 °C, por lo tanto se trata de un estado de vapor sobrecalentado.

Los parámetros que definen este punto son la presión y la temperatura. En tablas de saturación se lee que $h_1(p_1,T_1)$ = 3.214,5 kJ/kg ; $s_1(p_1,T_1)$ = 6,771 kJ/kgK

Punto 2. Descarga de la turbina de alta presión. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 2s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_2$ = 1.050 kPa) = 6,568 kJ/kgK < s_1 = 6,771 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{2s}(p_2,s_1)$ = 2.875 kJ/kg

$$\eta_{is,TAP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \rightarrow h_2 = h_1 - \eta_{is,TAP} \cdot (h_1 - h_{2s})$$

$$h_2 = 3.214{,}5 - 0{,}85 \cdot (3.214{,}5 - 2.875) = 2.926 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Dada la presión y la entalpía, la entropía de este punto se localiza en tablas de vapor sobrecalentado: $s_2(p_2,h_2)$ = 6,872 kJ/kgK

Punto 3. Descarga de la turbina de media presión. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica, **punto 3s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_3$ = 350 kPa) = 6,94 kJ/kgK > s_2 → vapor en estado bifásico.

$$x_{v,3s} = \frac{s_2 - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} = \frac{6{,}872 - 1{,}727}{6{,}94 - 1{,}727} = 0{,}987$$

$$h_{3s} = h_{ls} + x_{v,3s} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 584{,}3 + 0{,}987 \cdot 2.148 = 2.704 \ kJ/kg$$

$$h_3 = h_2 - \eta_{is,TMP} \cdot (h_2 - h_{3s})$$

$$h_3 = 2.926 - 0{,}88 \cdot (2.926 - 2.704) = 2.731 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Para conocer la entropía de este punto, dado que vamos a necesitar su valor para los cálculos del punto 4, en primer lugar, determinamos el título de vapor:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$x_{v,3} = \frac{h_3 - h_{ls}}{h_{vs} - h_{ls}} = \frac{2.731 - 584{,}3}{2.732 - 584{,}3} = 0{,}999 \approx 1 \rightarrow s_3 = s_{v,sat}((350\ kPa) = 6{,}94\ kJ/kgK$$

Punto 4. Primera extracción de la turbina de baja presión. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 4s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_{4s} = 7{,}5\ kPa) = 8{,}25\ kJ/kgK > s_3$ → fluido bifásico. Habrá que determinar el título:

$$x_{v,4s} = \frac{s_3 - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} = \frac{6{,}94 - 0{,}576}{8{,}25 - 0{,}576} = 0{,}829$$

$$h_{4s} = h_{ls} + x_{v,4s} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 168{,}7 + 0{,}91 \cdot (2.574 - 168{,}7) = 2.357\ kJ/kg$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{is,TBP} \cdot (h_3 - h_{4s})$$

$$h_4 = 2.731 - 0{,}91 \cdot (2.731 - 2.357) = 2.391\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 5. Salida del condensador. Estamos en condiciones de líquido saturado a p_k.

$$h_5 = h_{l,sat}\ (p_k) = 168{,}7\ kJ/kg$$

El volumen específico en estas condiciones es de $v_1 = v_{l,sat}\ (7{,}5kPa) = 0{,}00101\ m^3/kg$

Punto 6. En primer lugar determinaremos el trabajo específico ideal de compresión en la bomba

$$w_{is,B1} = v_1 \cdot (p_6 - p_k) = 0{,}00101 \cdot (110 - 7{,}5) = 0{,}1035\ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\eta_{is,B1} = \frac{w_{is,B1}}{w_{B1}} = \frac{w_{is,B1}}{h_6 - h_5} \rightarrow h_6 = h_5 + \frac{w_{is,B1}}{\eta_{is,B1}}$$

$$h_6 = 168{,}7 + \frac{0{,}1035}{0{,}89} = 168{,}82\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 7 Salida del agua de alimentación del precalentador de tipo abierto. Dado que dentro del precalentador estamos en estado bifásico, el punto 7 es líquido saturado a la presión p_6

$$h_7 = h_{l,sat}(110\ kPa) = 428{,}84\ kJ/kg$$

El volumen específico en estas condiciones es de $v_7 = v_{l,sat}\ (110\ kPa) = 0{,}001045\ m^3/kg$

Punto 8 En primer lugar determinaremos el trabajo específico ideal de compresión en la bomba

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$w_{is,B2} = v_7 \cdot (p_1 - p_6) = 0{,}001045 \cdot (4.000 - 110) = 4{,}065 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\eta_{is,B2} = \frac{w_{is,B2}}{w_{B1}} = \frac{w_{is,B2}}{h_8 - h_7} \rightarrow h_8 = h_7 + \frac{w_{is,B2}}{\eta_{is,B2}}$$

$$h_8 = 428{,}84 + \frac{4{,}065}{0{,}89} = 433{,}4 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 9 Según indica el enunciado se trata de líquido saturado a la presión de 1050 kPa

$$h_9 = h_{l,sat}(1.050 \text{ kPa}) = 771{,}94 \text{ kJ/kg}$$

Punto 10 Resultado de una expansión isentálpica desde 9, por lo tanto, la entalpía es de:

$$h_{10} = h_9 = 771{,}94 \text{ kJ/kg}$$

Punto 11 Según indica el enunciado se trata de líquido saturado a la presión de 350 kPa

$$h_9 = h_{l,sat}(350 \text{ kPa}) = 584{,}2 \text{ kJ/kg}$$

Punto 12 Resultado de una expansión isentálpica desde 11, por lo tanto, la entalpía es de:

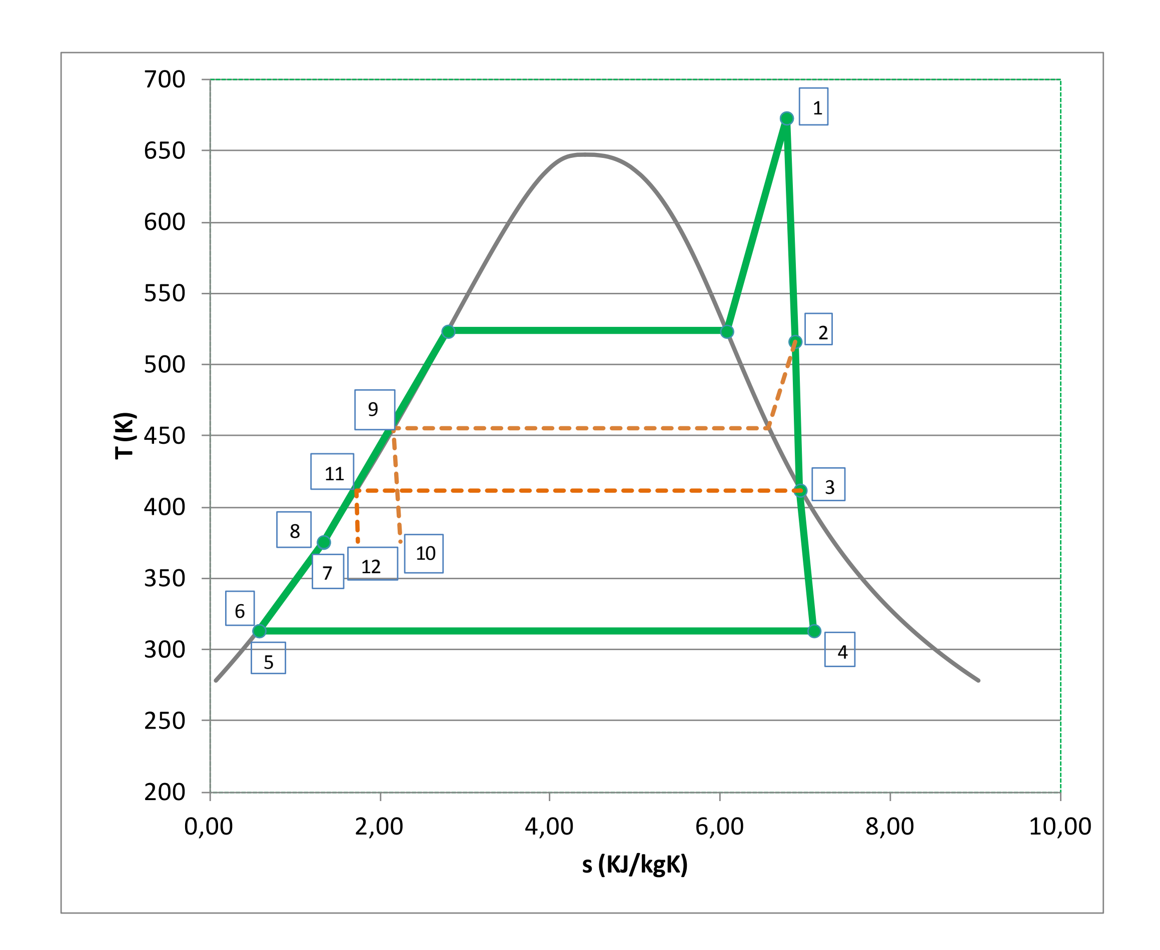
$$h_{12} = h_{11} = 584{,}2 \text{ kJ/kg}$$

Punto 13 Agua de reposición:

$$h_{13} = h_{l,sat} (T = 18 \text{ °C}) = 75{,}54 \text{ kJ/kg}$$

Ya tenemos definidos todos los puntos del ciclo, por lo tanto, podemos representarlo. El diagrama del ciclo será:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Los caudales másicos los obtendremos realizando un balance energético y másico sobre el precalentador abierto, dado que hay tres incógnitas necesitaremos una ecuación más

$$h_7 = y \cdot h_{10} + 0{,}6 \cdot y' \cdot h_{12} + 0{,}4 \cdot y' \cdot h_{13} + y'' \cdot h_6$$

$$428{,}84 = 0{,}4 \cdot 771{,}94 + 0{,}4 \cdot y' \cdot 75{,}54 + 0{,}6 \cdot y' \cdot 584{,}2 + y'' \cdot 168{,}82$$

$$1 = y + y' + y'' \rightarrow y' + y'' = 0{,}6$$

Resolviendo el sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas, obtenemos:

y' = 0,0886 ; y'' = 0,5114

Por lo tanto, los caudales serán:

$$\dot{m}_1 = 1{,}56 \ {}^{kg}/_{s} \ ; \ \dot{m}_9 = 0{,}62 \ {}^{kg}/_{s} \ ; \ \dot{m}_{11} = 0{,}138 \ {}^{kg}/_{s} \ ;$$

$$\dot{m}_{12} = 0{,}083 \ {}^{kg}/_{s} \ ; \ \dot{m}_4 = 0{,}798 \ {}^{kg}/_{s}$$

Para calcular el rendimiento del ciclo tendremos que calcular el trabajo útil generado y la potencia absorbida

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Potencia mecánica obtenida en la turbina de vapor

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{T.A.P.} + \dot{W}_{T.M.P.} + \dot{W}_{T.B.P.} =$$
$$= \dot{m}_1 \cdot [(h_1 - h_2) + (1 - y) \cdot (h_2 - h_3) + (1 - y - y') \cdot (h_3 - h_4)]$$

$$\dot{W}_{TV} = \frac{5.600}{3.600} \cdot [(3.214 - 2.926) + 0,6 \cdot (2.926 - 2.731) + 0,5114 \cdot (2.731 - 2.391)] =$$
$$= 947,47\ kW$$

La potencia consumida en las bombas:

$$\dot{W}_B = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} = \dot{m}_1 \cdot y'' \cdot (h_6 - h_5) + \dot{m}_1 \cdot (h_8 - h_7)$$

$$\dot{W}_B = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} = \frac{5.600}{3.600} \cdot 0,5114 \cdot (168,82 - 168,7) + \frac{5.600}{3.600} \cdot (433,4 - 428,84)$$

$$\dot{W}_B = 7,17 kW \approx 0$$

Calor Absorbido en la caldera

$$\dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_1 \cdot [(h_1 - h_8)] = \frac{5.600}{3.600} \cdot (3.214 - 433,4) = 4.326\ kW$$

Rendimiento del ciclo termodinámico

$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{W}_{T.V.}}{\dot{Q}_{Abs}} = \frac{947}{4.326} = 0,219$$

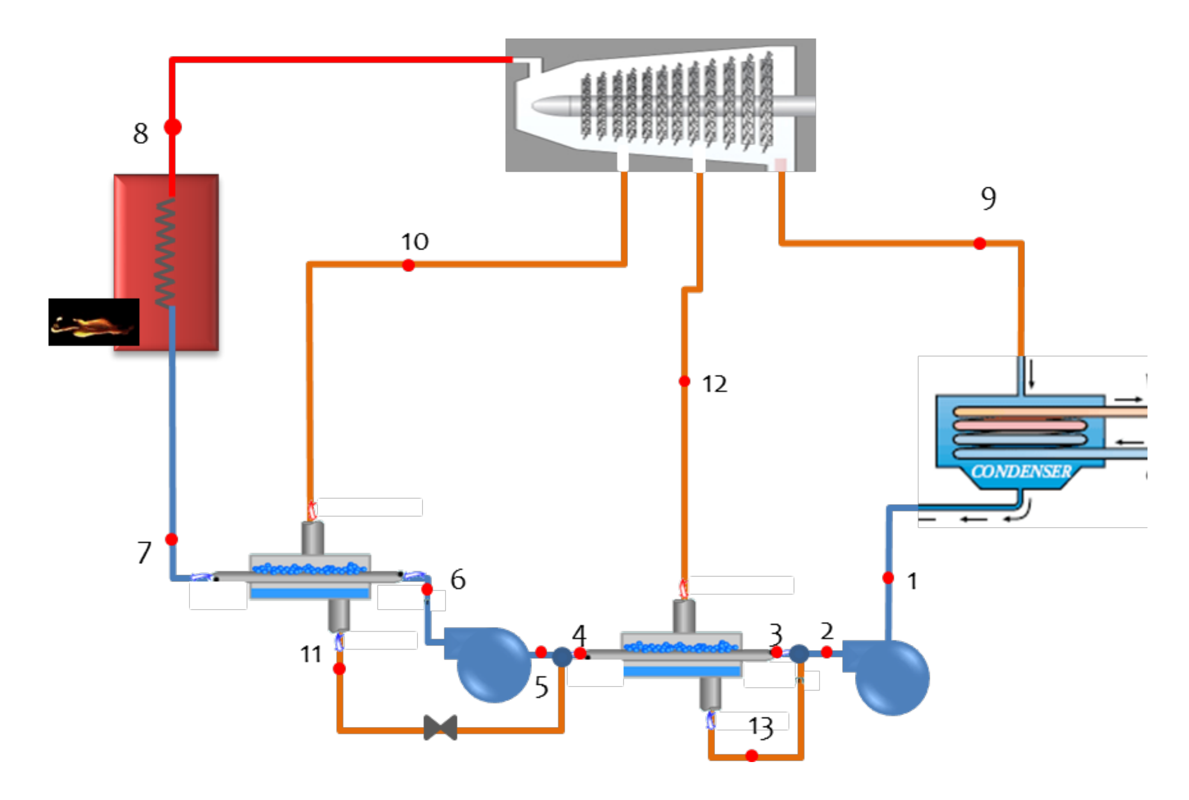
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 8

Una turbina de vapor opera en un ciclo regenerativo con dos precalentadores cerrados precedidos de una bomba cada uno. La admisión de la turbina es a 18 bar y 350 °C, y la presión de condensación es de 0,05 bar. Las extracciones de vapor para los precalentadores se hacen a 3,5 bar y a 0,6 bar. Los precalentadores calientan el agua de alimentación de la caldera hasta las condiciones de líquido saturado a la presión correspondiente. El rendimiento interno de la turbina es del 75% hasta la primera extracción, y del 70% en el resto de la expansión. Los trabajos de las bombas se pueden despreciar.

Calcular:

- **Estado termodinámico de los puntos del ciclo**
- **La fracción de vapor que circula en cada extracción**
- **El trabajo específico obtenido en la turbina**
- **Rendimiento del ciclo.**



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Vamos a calcular las entalpías de los puntos

Punto 8. Condiciones de vapor vivo (entrada a la turbina de vapor de alta presión).

La temperatura de saturación correspondiente a la presión de 1.8 MPa es de $T_{sat}(p_8)$ = 207 °C < T_8 = 350 °C, por lo tanto se trata de un estado de vapor sobrecalentado.

Los parámetros que definen este punto son la presión y la temperatura. En tablas de saturación se lee que $h_8(p_8,T_8)$ = 3.142 kJ/kg ; $s_8(p_8,T_8)$ = 7,01 kJ/kgK

Punto 10. Descarga de la turbina de alta presión. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica, **punto 10s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_{10}$ = 0,35 MPa) = 6,94 kJ/kgK < s_8 = 7,01 kJ/kgK = s_{10s} → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{10s}(p_{10},s_8)$ = 2.762 kJ/kg

$$\eta_{is,8-10} = \frac{h_8 - h_{10}}{h_8 - h_{10s}} \rightarrow h_{10} = h_8 - \eta_{is,8-10} \cdot (h_8 - h_{10s})$$

$$h_{10} = 3.142 - 0{,}75 \cdot (3.142 - 2.762) = 2.857 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Dada la presión y la entalpía, la entropía de este punto se localiza en tablas de vapor sobrecalentado: $s_{10}(p_{10},h_{10})$ = 7,22 kJ/kgK

Punto 12. Descarga de la turbina de media presión. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica, **punto 12s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_{12}$ = 0,06 MPa) = 7,53 kJ/kgK > s_{10} = s_{12s} → vapor en estado bifásico.

$$x_{v,12s} = \left.\frac{s_{10} - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}}\right|_{p_{12}} = \frac{7{,}22 - 1{,}15}{7{,}53 - 1{,}15} = 0{,}952$$

$$h_{12s} = h_{lsat,p12} + x_{12s_v,sat} \cdot \left(h_{vsat,p12} - h_{lsat,p12}\right) = 360 + 0{,}952 \cdot (2.653 - 360) = $$
$$= 2.543 \ kJ/kg$$

$$h_{12} = h_{10} - \eta_{is,10-12} \cdot (h_{10} - h_{12s})$$

$$h_{12} = 2.857 - 0{,}7 \cdot (2.857 - 2.543) = 2.637 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Para conocer la entropía de este punto, dado que vamos a necesitar su valor para los cálculos del punto 9, en primer lugar determinamos el título de vapor:

$$x_{12,v} = \frac{h_{12} - h_{ls}}{h_{vs} - h_{ls}} = \frac{2.637 - 360}{2.653 - 360} = 0{,}993 \rightarrow$$

$$s_{12} = s_{l,sat} + x_{12,v} \cdot (s_{v,sat} - s_{l,sat}) = 1{,}15 + 0{,}993 \cdot (7{,}53 - 1{,}15) = 7{,}49 \ kJ/kgK$$

Punto 9. Descarga de la turbina de baja presión. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica, **punto 9s**, dado que el punto anterior (punto 12) ya está dentro de la campana el punto 9 también lo estará, de todas formas, nos aseguramos comprobando los valores de entropía:

$s_{v,sat}(p_9 = 0{,}005$ MPa$) = 8{,}25$ kJ/kgK $> s_{10} = s_{9s} \rightarrow$ fluido bifásico. Habrá que determinar el título:

$$x_{v,9s} = \left.\frac{s_{10} - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}}\right|_{p9} = \frac{7{,}22 - 0{,}48}{8{,}39 - 0{,}48} = 0{,}852$$

$$h_{9s} = h_{ls} + x_{v,9s} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 137{,}7 + 0{,}852 \cdot (2.561 - 137{,}7) = 2.202 \ kJ/kg$$

$$h_9 = h_{12} - \eta_{is,12-9} \cdot (h_{12} - h_{9s})$$

$$h_9 = 2.637 - 0{,}7 \cdot (2.637 - 2.202) = 2.334 \ ^{kJ}/_{kg}$$

Punto 1. Salida del condensador. Estamos en condiciones de líquido saturado a $p_k = 0{,}005$ MPa.

$h_1 = h_{l,sat}$ $(p_k) = 137{,}7$ kJ/kg, $T_{sat}(p_k) = 32{,}9$ °C

El volumen específico en estas condiciones es de $v_9 = v_{l,sat}$ $(p_k) = 0{,}001005$ m^3/kg

Punto 2. Dado que se desprecia el trabajo de la bomba, tendremos que h2 = h1, mientras que la presión del punto 2, si observamos el esquema, será igual a la presión del punto 12 (p2 = p12 = 0,06 MPa).

Puntos 11 y 13 Se trata de las salidas del fluido extraído de la turbina de vapor una vez han realizado el intercambio en los precalentadores de tipo cerrado, por lo tanto, estos puntos se encuentran en estado de líquido saturado a las presiones correspondientes:

$h_{11} = h_{l,sat}$(p10 = 0,35 MPa) = 584,3 kJ/kg

$h_{13} = h_{l,sat}$(p12 = 0,06 MPa) = 360,0 kJ/kg

Puntos 4 y 7. Aunque de un precalentado cerrado no suele salir el agua del circuito frio, en condiciones de saturación, según dato de enunciado, estos puntos se corresponden con

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

los estados de líquido saturado a las presiones p_4 = 0,06MPa y p_8 = 1,8MPa respectivamente.

$$h_4 = h_{l,sat}(p12 = 0{,}06MPa) = 360{,}0\ kJ/kg$$

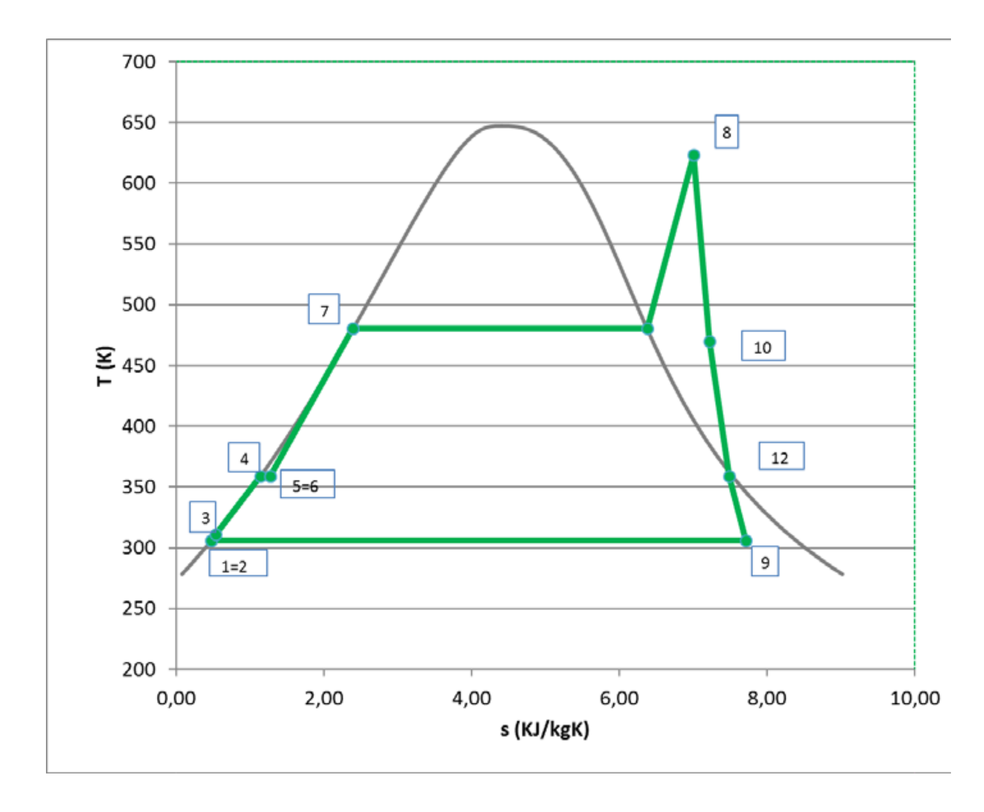
$$h_7 = h_{l,sat}(p8 = 1{,}8MPa) = 884{,}5\ kJ/kg$$

Las fracciones másicas extraídas de la turbina de vapor (y_{10}, y_{12} e y_9), y los estados termodinámicos de los puntos 3, 5 y 6 los obtendremos planteando un sistema de seis ecuaciones:

$$\left.\begin{array}{c} 1 = y_9 + y_{10} + y_{12} \\ y_9 \cdot h_2 + y_{12} \cdot h_{13} = (y_9 + y_{12}) \cdot h_3 \\ (y_9 + y_{12}) \cdot (h_4 - h_3) = y_{12} \cdot (h_{12} - h_{13}) \\ 1 \cdot (h_7 - h_6) = y_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) \\ y_{10} \cdot h_{11} + (y_9 + y_{12}) \cdot h_4 = 1 \cdot h_5 \\ h_5 = h_6 \end{array}\right\}$$

y_{10} = 0,0801, y_{12} = 0,0818, y_9 = 0,838, $h_6 = h_5$ = 402 kJ/kg, h_3 = 157,5 kJ/g

Ya tenemos definidos todos los puntos del ciclo, por lo tanto, podemos representarlo. El diagrama del ciclo será:



Potencia mecánica específica obtenida en la turbina de vapor

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{8-10} + \dot{W}_{10-12} + \dot{W}_{12-9} =$$
$$= 1 \cdot (h_8 - h_{10}) + (1 - y_{10}) \cdot (h_{10} - h_{12}) + (1 - y_{10} - y_{12}) \cdot (h_{12} - h_9)$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$w_{TV} = 1 \cdot (3.142 - 2.857) + (1 - 0{,}08971) \cdot (2.857 - 2.637) + (1 - 0{,}0897 - 0{,}080979) \cdot (2.637 - 2.354) = 720 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Calor Absorbido en la caldera

$$q_{Abs} = (h_8 - h_7) = (3142 - 884) = 2.258 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Rendimiento del ciclo termodinámico

$$\eta_{Ciclo} = \frac{w_{T.V.}}{q_{Abs}} = \frac{720}{2.258} = 0{,}319$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 9

Una central termoeléctrica produce 900 MWe. La central opera según un ciclo con una etapa de recalentamiento y dos etapas de precalentamiento del agua de alimentación de la caldera.

Los datos de funcionamiento nominal para una temperatura de condensación de 35 °C son:

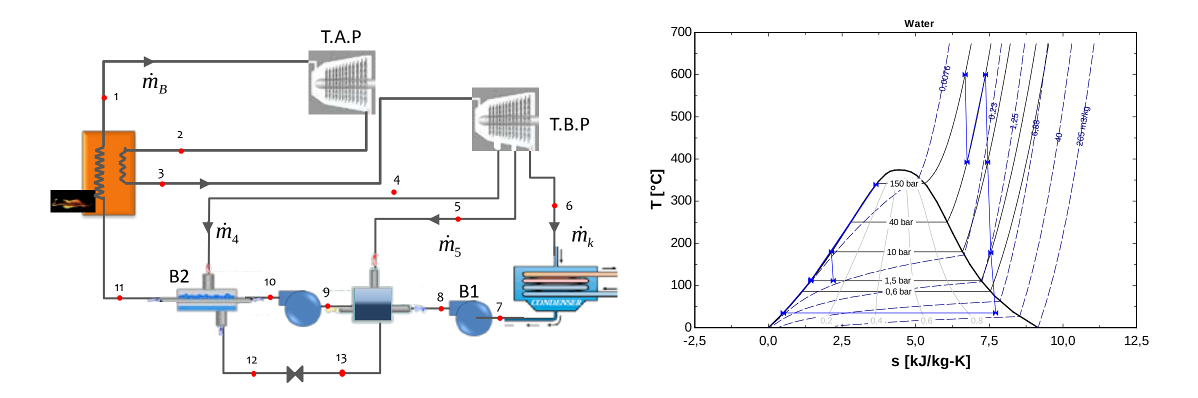
- **Condiciones de entrada a la turbina: 150 bar y 600 °C**
- **Condiciones de salida de la etapa de recalentamiento: 40 bar y 600 °C**
- **Presión del precalentador cerrado (con expansión del condensado): 10 bar**
- **Presión del precalentador abierto: 1,5 bar**
- **Eficiencia del precalentador cerrado: 81%**
- **Rendimiento isentrópico de turbina de vapor: 0,9**
- **Rendimiento isentrópico de la bomba: 0,7**
- **Rendimiento mecánico eléctrico: 0,97**
- **Rendimiento de la caldera: 0,91**
- **PCI: 30,11 MJ/kg**

En estas condiciones se pide:

- **Dibujar el esquema y calcular los estados termodinámicos del ciclo**
- **Calcular el rendimiento del ciclo y el caudal de vapor generado.**
- **Calcular el consumo de combustible en la caldera y el rendimiento de la central**

SOLUCIÓN

El esquema del ciclo que se plantea en el enunciado es el siguiente:



ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Vamos a calcular las entalpías de los puntos

Punto 1. Condiciones de vapor vivo (entrada a la turbina de vapor de alta presión). Según enunciado son: T_1 = 600 °C y p_1 = 150 bar.

Estamos en un estado de vapor sobrecalentado, pues $T_{sat}(p_1)$ = 342 °C < T_1 = 600 °C. Ver tablas de saturación.

Los parámetros que definen este punto son la presión y la temperatura. En tablas de vapor sobrecalentado se lee que $h_1(p_1,T_1)$ = 3.583 kJ/kg ; $s_1(p_1,T_1)$ = 6,6796 kJ/kgK

Punto 2. Descarga de la turbina de alta presión. Sabemos que la presión a la descarga es de 40 bar. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 2s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa en la zona de vapor sobrecalentado o en la zona bifásica:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_2)$ = 6,0696 kJ/kgK < s_1 = 6,6796 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{2s}(p_2,s_1)$ = 3.153 kJ/kg

$$\eta_{is,TV} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \rightarrow h_2 = h_1 + \eta_{is,TAP} \cdot (h_1 - h_{2s})$$

$$h_2 = 3.583 - 0{,}9 \cdot (3.583 - 3.153) = 3.195 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 3. Entrada turbina de baja presión. Se trata de un punto de vapor sobrecalentado con temperatura 600 °C y presión 40 bar. Las propiedades de este punto las localizaremos en la tabla de vapor sobrecalentado.

$h_3(p_2,T_3)$ = 3.674 kJ/kg ; $s_3(p_2,T_3)$ = 7,369 kJ/kgK

Punto 4. Primer sangrado de la turbina de baja presión a una presión de p_4 = 10bar. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica, **punto 4s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_4)$ = 6,585 kJ/kgK < s_3 = 7,369 kJ/kgK → vapor sobrecalentado

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{4s}(p_4,s_3)$ = 3.200 kJ/kg

$$\eta_{is,TV} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \rightarrow h_4 = h_3 + \eta_{is,TAP} \cdot (h_3 - h_{4s})$$

$$h_4 = 3.674 - 0{,}9 \cdot (3.674 - 3.200) = 3.248 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Con el valor de la presión y la entalpía interpolamos en las tablas de vapor sobrecalentado, para encontrar el valor de la temperatura:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$T_4(p_4,h_4) = 392\ °C$$

Punto 5. Segundo sangrado de la turbina de baja presión. Conocemos el valor de la presión, p_5 = 1,5 bar. La descarga isentrópica, **punto 5s**, la calcularemos determinando en primer lugar si se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_5)$ = 7,2231 kJ/kgK < s_3 = 7,369 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{5s}(p_5,s_3)$ = 2.782 kJ/kg

$$h_5 = h_3 - \eta_{is,TV} \cdot (h_3 - h_{5s})$$

$$h_5 = 3.674 - 0,9 \cdot (3.674 - 2.782) = 2.871\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 6. Descarga de la Turbina de Vapor de baja presión. La temperatura de condensación, según indica el enunciado es de 35 °C, por lo tanto, la presión $p_6 = p_{sat}(35\ °C)$ = 0,0563 bar.

La descarga isentrópica, **punto 6s**, la calcularemos determinando en primer lugar si se sitúa fuera o dentro de la campana. En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_6)$ = 8,3517 kJ/kgK > s_3 = 7,369 kJ/kgK → estado bifásico.

$$x_{v,6s} = \frac{s_3 - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} = \frac{7,7369 - 0,5051}{8,35178 - 0,5051} = 0,8975$$

$$h_{6s} = h_{ls} + x_{v,6s} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 146,64 + 0,8975 \cdot (2.564,6 - 146,64) = 2.317\ kJ/kg$$

$$h_6 = h_3 - \eta_{is,TV} \cdot (h_3 - h_{6s})$$

$$h_6 = 3.674 - 0,9 \cdot (3.674 - 2.317) = 2.453\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 7. Salida del condensador. Estamos en condiciones de líquido saturado a $p_6 = p_7$.

$$h_7 = h_{l,sat}\ (p_7) = 146,6\ kJ/kg$$

$$s_7 = s_{l,sat}\ (p_7) = 0,5051\ kJ/kgK$$

$$v_7 = v_{l,sat}\ (p_7) = 0,001006\ m^3/kg$$

Punto 8 Para conocer el estado termodinámico en la descarga de la bomba, deberemos determinar primero el punto isentrópico. El punto 8s se encuentra a presión p_5 y tiene la misma entropía que el punto 7. La entalpía la determinaremos como

$$w_{B1,s} = v_1 \cdot (p_2 - p_1) = h_{8s} - h_7$$

$$h_{8s} = h_7 + v_7 \cdot (p_8 - p_7) = 146,6 + 0,001006 \cdot (150 - 5,63) = 146,6 + 0,15$$
$$= 146,75\ {}^{kJ}/_{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\eta_{is,B} = \frac{h_{8s} - h_7}{h_8 - h_7} \rightarrow h_8 = h_7 + \frac{h_{8s} - h_7}{\eta_{is,B}}$$

$$h_8 = 146{,}6 + \frac{146{,}75 - 146{,}6}{0{,}7} = 146{,}81 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 9 Salida del precalentador de tipo abierto. El estado termodinámico de este tipo precalentadores es de líquido saturado a la presión p_5 = 1,5 bar, por lo tanto:

$$h_9 = h_{l,sat}\,(p_5) = 467{,}2 \text{ kJ/kg}$$

$$v_9 = v_{l,sat}\,(p_5) = 0{,}001053 \text{ m}^3\text{/kg}$$

Punto 10 Descarga de la segunda bomba, deberemos determinar primero el punto isentrópico. El punto 10s se encuentra a presión de la caldera $p_{10} = p_1$ = 150 bar y tiene la misma entropía que el punto 9. La entalpía la determinaremos como

$$w_{B2,s} = v_9 \cdot (p_{10} - p_9) = h_{10s} - h_9$$

$$h_{10s} = h_9 + v_9 \cdot (p_{10} - p_7) = 467{,}2 + 0{,}001053 \cdot (15.000 - 150) = 482{,}8 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\eta_{is,B} = \frac{h_{10s} - h_9}{h_{10} - h_9} \rightarrow h_{10} = h_9 + \frac{h_{10s} - h_9}{\eta_{is,B}}$$

$$h_{10} = 467{,}2 + \frac{482{,}8 - 467{,}2}{0{,}7} = 489{,}5 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$T_{10} = \frac{h_{10}}{c_{p,w}} = \frac{489{,}5}{4{,}18} = 117{,}1\ °C$$

Punto 11 Salida del agua de alimentación del precalentador de tipo cerrado. La presión de este punto es $p_{11} = p_{10}$ = 150bar. Para conocer la temperatura debemos de utilizar la expresión de la eficiencia.

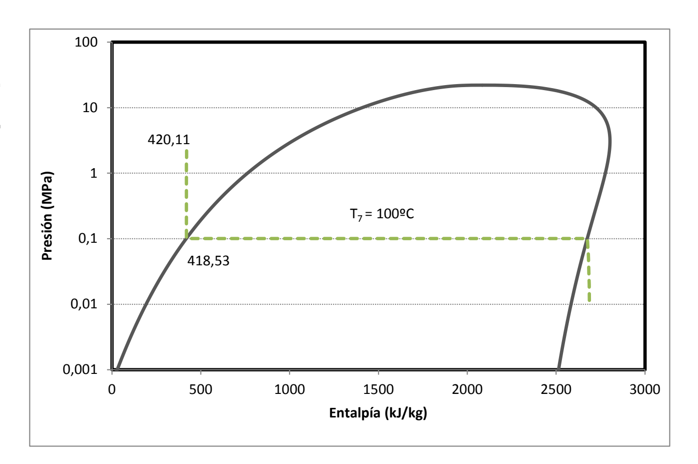
$$\varepsilon_{cfwh} = \frac{T_{11} - T_{10}}{T_4 - T_{10}} \rightarrow T_{11} = T_{10} + \varepsilon_{v,6s} \cdot (T_4 - T_{10})$$

$$T_{11} = 117{,}1 + 0{,}81 \cdot (392 - 117{,}1) = 339{,}8\ °C$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Para calcular la entalpía, en la zona de líquido subenfriado, su valor varía muy poco con la presión, por eso puede realizarse la aproximación:

$$h_{11}\ (p_{11},T_{11}) \approx h_{l,sat}\ (T_{11}) = \quad = 1.594{,}6\ \text{kJ/kg}$$



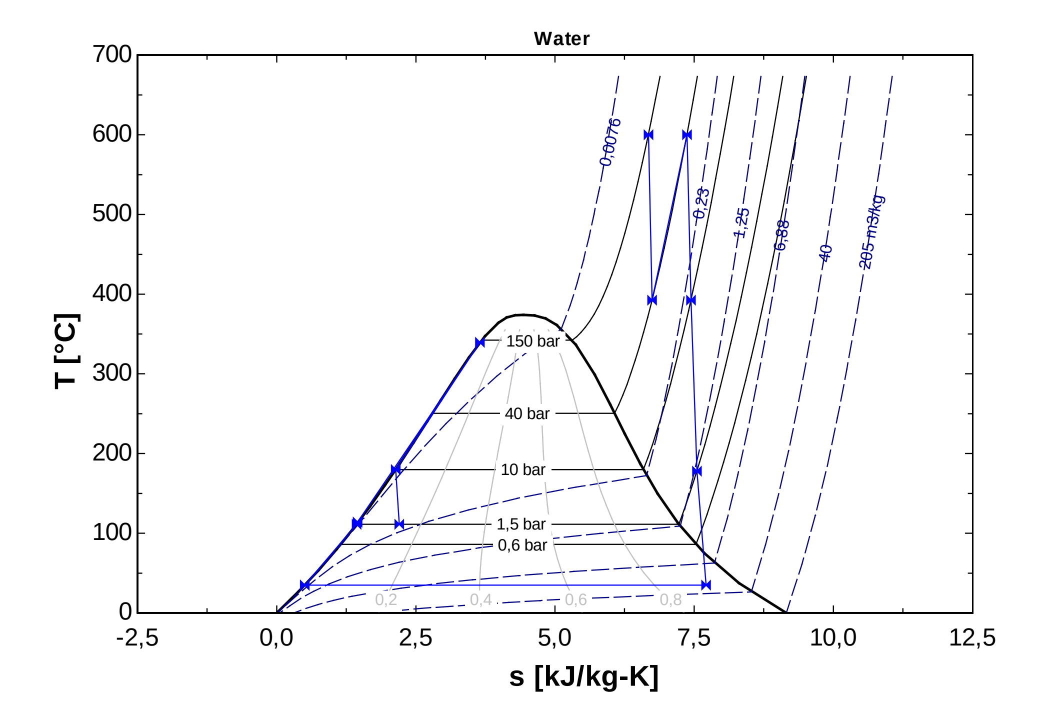
Punto 12 Salida del agua procedente de la corriente caliente, es decir, del vapor extraído previamente de la turbina (punto 4). En este punto, el agua se encuentra en condiciones de líquido saturado a la presión p_4.

$$h_{12} = h_{l,sat}\ (p_4) = 762{,}5\ \text{kJ/kg}$$

Punto 13 Procede de una expansión isentálpica, por lo tanto, se encuentra a la misma entalpía que el punto 12, y a la presión de 1,5 bar.

$$h_{13} = h_{12} = 762{,}5\ \text{kJ/kg}$$

El diagrama del ciclo será:



Los caudales másicos los obtendremos realizando un balance energético sobre cada precalentador, además de un balance másico en el precalentador abierto. Dado que son cuatro caudales, nos faltaría una cuarta ecuación, que la obtendremos de la expresión de la potencia útil de la central:

$$\left.\begin{aligned}
\dot{m}_4 \cdot h_{13} + \dot{m}_k \cdot h_8 + \dot{m}_5 \cdot h_5 &= h_9 \cdot \dot{m}_v \\
\dot{m}_4 + \dot{m}_k + \dot{m}_5 &= \dot{m}_v \\
\dot{m}_4 \cdot h_4 + h_{10} \cdot \dot{m}_v &= \dot{m}_4 \cdot h_{12} + h_{11} \cdot \dot{m}_v \\
\dot{W}_u = \frac{P_e}{\eta_{me}} &= \dot{W}_{TV} - \dot{W}_B \\
\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot [(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)] &+ (\dot{m}_v - \dot{m}_4) \cdot (h_4 - h_5) + \dot{m}_k \cdot (h_5 - h_6) \\
\dot{W}_B &= \dot{m}_v \cdot (h_{10} - h_9) + \dot{m}_k \cdot (h_8 - h_7)
\end{aligned}\right\}$$

Los resultados de resolver el sistema de ecuaciones son:

$$\dot{m}_v = 1.854\frac{kg}{s};\ \dot{m}_k = 1.001\frac{kg}{s};\ \dot{m}_5 = 33{,}09\frac{kg}{s};\ \dot{m}_4 = 819{,}9\frac{kg}{s}$$

$$\dot{W}_u = \frac{P_e}{\eta_{me}} = 927.835\ kW;\ \dot{W}_{TV} = 969.438\ kW;\ \dot{W}_B = 41.603\ kW$$

Calor Absorbido en la caldera

$$\dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_v \cdot [(h_1 - h_{11}) + (h_3 - h_2)] = 4.581.000\ kW$$

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{Q}_{Abs}}{\dot{m}_f \cdot PCI} \rightarrow \dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_{Abs}}{\eta_{cald} \cdot PCI} = \frac{4.581.000}{0{,}91 \cdot 30110} = 167{,}2\ \frac{kg}{s}$$

Rendimiento del ciclo termodinámico

$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{W}_{T.V.}}{\dot{Q}_{Abs}} = \frac{927.835}{4.581.000} = 0{,}202$$

Rendimiento de la central

$$\eta_{Central} = \eta_{Ciclo} \cdot \eta_{m,e} \cdot \eta_{cald} = 0{,}1788$$

PROBLEMA 10

Una central termoeléctrica consume un caudal de 0,2 m^3/s de gas natural con un PCI de 35.140 kJ/Nm^3, que se suministra a 35 °C de temperatura y 1500 mbar de presión. La central utiliza agua de mar a 20 °C para condensar. El vapor se suministra a la turbina en unas condiciones de 45 bar y 550 °C. La turbina de vapor se divide en dos cuerpos, el de alta y baja presión, realizándose la separación entre los dos cuerpos a una presión de 3 bar.

Parte del caudal de vapor a 3 bar se desvía para ser utilizado en consumos internos de la central. Estos consumos internos suponen una potencia de 290 kW. El caudal de vapor utilizado en los consumos internos se retorna a un precalentador abierto, en el que también ingresa el caudal procedente del condensador a la presión correspondiente.

El caudal que sale del precalentador abierto se dirige a un precalentador cerrado antes de ser conducido a la caldera. En el precalentador cerrado se utiliza como fluido caliente un caudal de 0,4 kg/s de vapor extraído a 7 bar del cuerpo de la turbina de alta presión. Una vez realizado el intercambio en el precalentador, el fluido caliente se bombea para mezclarse con el fluido frío que sale del precalentador cerrado. La mezcla resultante se dirige finalmente a la caldera.

Se pide:

- **Dibujar un esquema básico de los componentes de la central y del ciclo**
- **Determinar los estados termodinámicos del ciclo**
- **Determinar los caudales circulantes por la central y el rendimiento de la misma**
- **Determinar la eficiencia del precalentador cerrado y el rendimiento de la central.**

Datos a considerar:

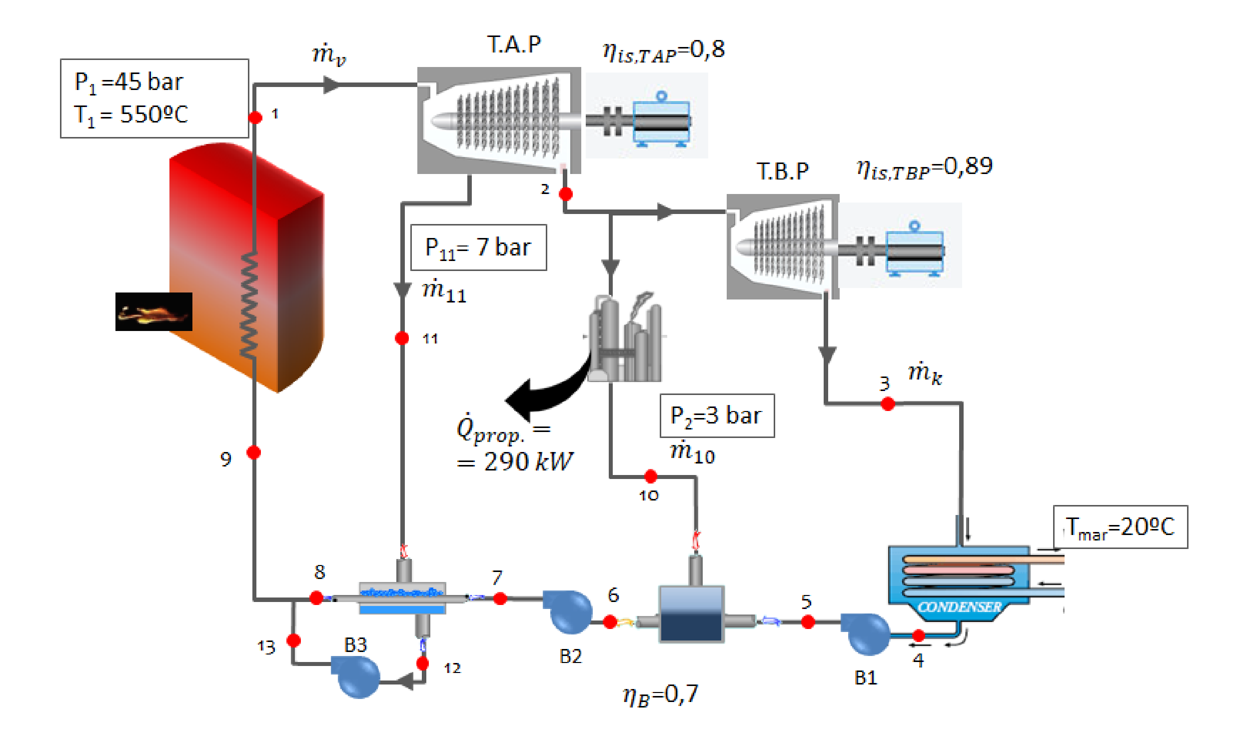
- **Rendimiento isentrópico de la turbina de alta presión: 0,8**
- **Rendimiento isentrópico de la turbina de baja presión: 0,89**
- **Rendimiento isentrópico de las bombas: 0,7**
- **Rendimiento de la caldera: 0,9**
- **Rendimiento electromecánico: 0,96**

Salto térmico entre fluidos en el condensador: 7 °C

SOLUCIÓN

El esquema del ciclo que se plantea en el enunciado es el siguiente:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Comenzamos por calcular la potencia térmica generada en la caldera por el proceso de combustión:

$$\dot{Q}_{comb.} = \dot{V}_{N-fuel} \cdot PCI =$$

Dado que el poder calorífico viene dado en kJ/Nm3, tendremos que pasar el caudal volumétrico de las condiciones a las que se mide a las normales:

$$\frac{p_N \cdot \dot{V}_N}{T_N} = \frac{p \cdot \dot{V}}{T} \rightarrow \dot{V}_N = \dot{V} \cdot \frac{T_N}{T} \cdot \frac{p}{p_N} = 0{,}2 \cdot \frac{273}{273 + 35} \cdot \frac{1}{1{,}5} = 0{,}266 \frac{Nm^3}{s}$$

Por lo tanto: $\dot{Q}_{comb.} = \dot{V}_{N-fuel} \cdot PCI = 0{,}266 \cdot 35.140 = 9344\ kW$

El calor absorbido por el fluido de trabajo en la caldera será:

$$\dot{Q}_{abs.} = \dot{Q}_{comb.} \cdot \eta_{cald.} = 9.344 \cdot 0{,}9 = 8.410\ kW$$

Pasamos a calcular los diferentes estados termodinámicos de la instalación:

Punto 1. Condiciones de vapor vivo (entrada a la turbina de vapor de alta presión). Según enunciado son: T_1 = 550 °C y p_1 = 45bar.

Estamos en un estado de vapor sobrecalentado, pues $T_{sat}(p_1)$ = 257,5 °C < T_1 = 550 °C. Ver tablas de saturación.

Los parámetros que definen este punto son la presión y la temperatura. En tablas de vapor sobrecalentado interpolando se lee que $h_1(p_1,T_1)$ = 3.555 kJ/kg ; $s_1(p_1,T_1)$ = 7,175 kJ/kgK

Punto 2. Descarga de la turbina de alta presión. Sabemos que la presión a la descarga es de 3 bar. En primer lugar, determinamos la descarga isentrópica, **punto 2s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa en la zona de vapor sobrecalentado o en la zona bifásica:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_2)$ = 6,019 kJ/kgK < s_1 = 7,175 kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{2s}(p_2,s_1)$ = 2803 kJ/kg

$$\eta_{is,TAP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \rightarrow h_2 = h_1 + \eta_{is,TAP} \cdot (h_1 - h_{2s})$$

$$h_2 = 3.555 - 0{,}8 \cdot (3.555 - 2.803) = 2.953 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 3. Descarga de la Turbina de Vapor de baja presión. La temperatura de condensación, según indica el enunciado es de: $T_k = T_{mar} + \Delta T$ = 20 + 7 = 27 °C, por lo tanto, la presión $p_3 = p_{sat}$(27 °C) = 0,03567 bar.

La descarga isentrópica, **punto 3s**, la calcularemos determinando en primer lugar si se sitúa fuera o dentro de la campana. En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_3)$ = 8,513 kJ/kgK > s_{3s} = s_2 = 7,175 kJ/kgK → estado bifásico.

$$x_{v,3s} = \frac{s_{3s} - s_{ls}}{s_{vs} - s_{ls}} = \frac{7{,}175 - 0{,}3949}{8{,}513 - 0{,}3949} = 0{,}8738$$

$$h_{3s} = h_{ls} + x_{v,4s} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 113{,}1 + 0{,}8738 \cdot (2550 - 113{,}1) = 2.242 \ kJ/kg$$

$$h_3 = h_2 - \eta_{is,TBP} \cdot (h_2 - h_{3s})$$

$$h_3 = 2.927 - 0{,}89 \cdot (2.927 - 2.242) = 2.321 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 4. Salida del condensador. Estamos en condiciones de líquido saturado a p_3.

$h_4 = h_{l,sat}\ (p_3)$ = 113,1 kJ/kg

$s_4 = s_{l,sat}\ (p_3)$ = 0,3949 kJ/kgK

$v_4 = v_{l,sat}\ (p_3)$ = 0,001004 m^3/kg

Punto 5 Descarga de la primera bomba, que sube la presión desde la de condensación hasta la del precalentador abierto, que es la que existe entre los dos cuerpos de las turbinas de vapor. Para conocer el estado termodinámico en la descarga de la bomba, deberemos determinar primero el punto isentrópico. El punto 5s se encuentra a presión p2 y tiene la misma entropía que el punto 4. La entalpía la determinaremos como

$$w_{B1,s} = v_4 \cdot (p_2 - p_3) = h_{5s} - h_4$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$h_{5s} = h_4 + v_4 \cdot (p_2 - p_3) = 113{,}1 + 0{,}001004 \cdot (300 - 3{,}567) = 113{,}1 + 0{,}3 =$$
$$= 113{,}4 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\eta_{is,B1} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \rightarrow h_5 = h_4 + \frac{h_{5s} - h_4}{\eta_{is,B}1}$$
$$h_5 = 113{,}1 + \frac{113{,}4 - 113{,}1}{0{,}7} = 113{,}5 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 6 Salida del precalentador de tipo abierto. El estado termodinámico de este tipo precalentadores es de líquido saturado a la presión p_2 = 3 bar, por lo tanto:

$$h_6 = h_{l,sat}\ (p_2) = 561{,}6 \text{ kJ/kg}$$

$$s_6 = s_{l,sat}\ (p_2) = 1{,}672 \text{ kJ/kg}$$

$$v_6 = v_{l,sat}\ (p_2) = 0{,}001073 \text{ m}^3\text{/kg}$$

Punto 7 Descarga de la segunda bomba, que sube la presión desde la del precalentador abierto a la de la caldera. El punto 7s se encuentra a presión p_1 y tiene la misma entropía que el punto 6. La entalpía la determinaremos como

$$w_{B2,s} = v_6 \cdot (p_1 - p_2) = h_{7s} - h_6$$

$$h_{7s} = h_6 + v_6 \cdot (p_1 - p_2) = 561{,}6 + 0{,}001073 \cdot (1.500 - 300) = 561{,}6 + 1{,}29 =$$
$$= 562{,}9 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\eta_{is,B2} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} \rightarrow h_7 = h_6 + \frac{h_{7s} - h_6}{\eta_{is,B2}}$$
$$h_7 = 561{,}6 + \frac{562{,}9 - 561{,}1}{0{,}7} = 564{,}2 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 11. Extracción de la turbina de alta presión a una presión de p_{11} = 7 bar. En primer lugar determinamos la descarga isentrópica, **punto 11s**, para lo cual deberemos de saber si la descarga se sitúa fuera o dentro de la campana:

En tablas de saturación $s_{v,sat}(p_{11})$ = 6,708 kJ/kgK < s_1 = 7,175 kJ/kgK → vapor sobrecalentado

En tablas de vapor sobrecalentado $h_{11s}(p_{11},s_1)$ = 3.103 kJ/kg

$$\eta_{is,TAP} = \frac{h_1 - h_{11}}{h_1 - h_{11s}} \rightarrow h_{11} = h_1 + \eta_{is,TAP} \cdot (h_1 - h_{11s})$$

$$h_{11} = 3.256 - 0{,}8 \cdot (3.256 - 3.103) = 3.103 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

Punto 12 Salida del precalentador de tipo cerrado. El estado termodinámico de este tipo precalentadores es de líquido saturado a la presión p_{11} = 7 bar, por lo tanto:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$h_{12} = h_{l,sat}\ (p_{11}) = 697{,}4\ kJ/kg$$

$$s_{12} = s_{l,sat}\ (p_{11}) = 1{,}993\ kJ/kg$$

$$v_{12} = v_{l,sat}\ (p_{11}) = 0{,}001108\ m^3/kg$$

Punto 13 Descarga de la tercera bomba, que sube la presión desde p_{11} a p_1. El punto 13s se encuentra a presión p_1 y tiene la misma entropía que el punto 12 La entalpía la determinaremos como

$$w_{B3,s} = v_{12} \cdot (p_1 - p_{11}) = h_{13s} - h_{12}$$

$$h_{13s} = h_{12} + v_{12} \cdot (p_1 - p_{11}) = 697{,}4 + 0{,}001108 \cdot (4.500 - 700) = 697{,}4 + 4{,}2 == 701{,}6\ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$h_{13} = h_{12} + \frac{h_{13s} - h_{12}}{\eta_{is,B3}}$$

$$h_{13} = 697{,}4 + \frac{701{,}6 - 697{,}4}{0{,}7} = 703{,}4\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Quedan por determinar tres estados termodinámicos 8, 9 y 10, así como cuatro caudales másicos $\dot{m}_k, \dot{m}_v, \dot{m}_{10}\ y\ \dot{m}_{11}$, por lo tanto, necesitamos siete ecuaciones extraídas de los balances másicos y energéticos:

Balance energético en la zona de consumo propio:

$$I)\ \dot{Q}_{propio} = \dot{m}_{10} \cdot (h_2 - h_{10}) \rightarrow 210 = \dot{m}_{10} \cdot (2.927 - h_{10})$$

Balance energético en el precalentador abierto:

$$II)\ \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_k \cdot h_5 = h_6 \cdot (\dot{m}_k + \dot{m}_{10})$$

Balance energético en el precalentador cerrado:

$$III)\ \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + h_7 \cdot (\dot{m}_k + \dot{m}_{10}) = \dot{m}_{11} \cdot h_{12} + h_8 \cdot (\dot{m}_k + \dot{m}_{10})$$

Balance energético y másico en la mezcla a la salida del precalentador cerrado:

$$IV)\ \dot{m}_v \cdot h_9 = \dot{m}_{11} \cdot h_{13} + h_8 \cdot (\dot{m}_k + \dot{m}_{10})$$

$$V)\ \ \dot{m}_v = \dot{m}_k + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} = \dot{m}_k + \dot{m}_{10} + 0{,}4$$

Balance energético en la caldera:

$$VI)\ \dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_9) \rightarrow 8.410 = \dot{m}_v \cdot (3.556 - h_9)$$

Balance energético en la turbina de vapor:

$$VII)\ \dot{W}_{util} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} - \dot{W}_{B3}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{11}) + (\dot{m}_v - \dot{m}_{11}) \cdot (h_{11} - h_2) + \dot{m}_k \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\dot{W}_{B1} = \dot{m}_k \cdot (h_5 - h_4)$$

$$\dot{W}_{B2} = (\dot{m}_k + \dot{m}_{10}) \cdot (h_7 - h_6)$$

$$\dot{W}_{B3} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{13} - h_{12})$$

Solucionando el sistema de ecuaciones:

$$\dot{m}_v = 3{,}156 \frac{kg}{s} \; ; \; \dot{m}_k = 2{,}19 \frac{kg}{s} \; ; \; \dot{m}_{10} = 0{,}5369 \frac{kg}{s}$$

$$h_9 = 890{,}2 \frac{kJ}{kg} \; ; \; h_{10} = 2.413 \frac{kJ}{kg} \; ; \; h_8 = 917{,}3 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_{TV} = 3.243\, kW \; ; \; \dot{W}_{B1} = 0{,}9429\, kW \; ; \dot{W}_{B2} = 17{,}74\, kW \; ; \; \dot{W}_{B3} = 2{,}41\, kW$$

La potencia eléctrica generada es:

$$P_{elec} = \dot{W}_{util} \cdot \eta_{me} = 3.221 \cdot 0{,}96 = 3.093\, kW$$

El rendimiento de la central:

$$\eta_{Central} = \frac{P_e}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{3.093}{9.344} = 0{,}331$$

La eficiencia del precalentador cerrado, consultando las temperaturas en las t es:

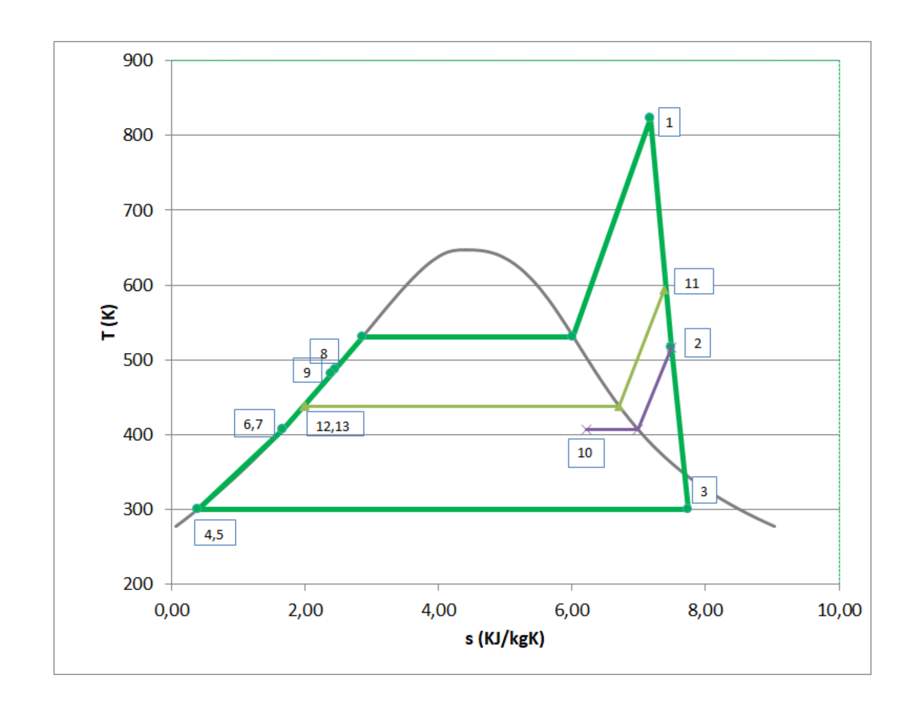
$$\varepsilon_{cfwh} = \frac{T_8 - T_7}{T_{11} - T_7}$$

Las temperaturas de los puntos en estado líquido, las calculamos como: $T = \frac{h}{c_p}$, aproximando el calor específico al valor 4,18 kJ/kgK. Por otro lado, la temperatura del punto 11, al ser vapor sobrecalentado, se lee en las tablas correspondientes

$$\varepsilon_{cfwh} = \frac{214 - 134}{321 - 134} = 0{,}4264$$

El ciclo representado en un diagrama T,s queda de la siguiente forma:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

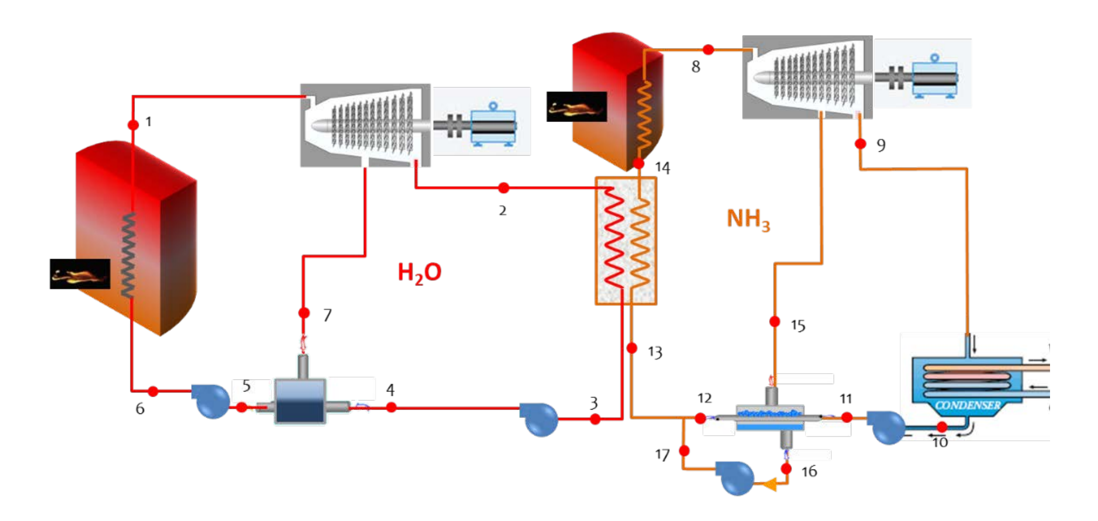

900
800
700
600
500
400
300
200
T (K)
0,00
2,00
4,00
6,00
8,00
10,00
s (KJ/kgK)
1
11
2
8
9
6,7
12,13
10
3
4,5

PROBLEMA 11

Se está realizando el estudio previo de una instalación eléctrica que operará según dos ciclos Rankine combinados, tal y como indica la figura. El ciclo de alta temperatura utilizará como fluido de trabajo agua, mientras que el de baja temperatura utilizará amoniaco. Los elementos de expansión y compresión tienen un funcionamiento ideal (rdto. Isentrópico igual a la unidad)

El ciclo de agua evapora a una presión de 100 bar, teniendo un recalentamiento de 300 ºC. La descarga de la turbina tendrá un título de vapor igual o superior a 0,95 e inferior a 1, mientras que la salida del condensador estará en condiciones de líquido saturado. Se coloca un precalentador abierto que utiliza el vapor sangrado de la turbina de agua a 20 bar como fluido caliente. La salida de este precalentador está en condiciones de saturación.

El ciclo de amoniaco evapora a una temperatura 20 ºC inferior a la de condensación del agua, saliendo de este intercambio en condiciones de vapor saturado. Posteriormente, el vapor generado se recalienta 70 ºC en una caldera auxiliar. El vapor expandido sale de la turbina en condiciones de vapor saturado. Transcurridos 2/3 de la expansión se realiza un sangrado en la turbina que alimenta un precalentador cerrado de eficiencia 80%. El condensado generado en la expansión es bombeado hasta la presión de evaporación, y se mezcla con la corriente principal de amoniaco antes de entrar en el evaporador/ebullidor.



Determinar:

- **Estados termodinámicos de los puntos de ambos ciclos**
- **Caudales másicos necesarios para generar 750 MWe**
- **Rendimiento de la planta.**

Nota: Considerar un valor promedio el volumen específico del amoniaco líquido de 0,0017 m^3/kg

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

El problema plantea la resolución de dos ciclos Rankine acoplados en "cascada". Cada ciclo es operado con un fluido diferente.

Vamos a resolver en primer lugar el ciclo de alta temperatura correspondiente al agua.

Punto 1. Condiciones de vapor vivo (entrada a la turbina de vapor de alta presión).

El enunciado del problema ya nos indica que se trata de un punto en condiciones de vapor sobrecalentado: $p_1 = p_{evap,H2O}$ = 100 bar, $T_1 = T_{sat}(p_1)$ + 300 °C

Buscando en tablas de saturación tenemos que T_{sat} (p_1 = 10.000 kPa) = 310 °C, por lo tanto T_1 = 610 °C

El resto de propiedades las obtendremos interpolando en las tan tablas de vapor sobrecalentado: $\mathbf{h_1}(p_1,T_1)$ = **3.653 kJ/kg** ; $\mathbf{s_1}(p_1,T_1)$ = **6,935 kJ/kgK**

Punto 2. Descarga de la turbina. Este punto presenta dos condiciones de cálculo:

- La primera es que el rendimiento isentrópico de la turbina de vapor es 1, por lo tanto, la entropía del vapor a la descarga es igual a la de entrada $\mathbf{s_2} = s_{2s} = s_1$ = **6,935 kJ/kgK.**
- La segunda condición es que el título de vapor estará entre 1 y 0,95. Para cumplir esta condición debemos conocer en primer lugar la presión de saturación correspondiente a la entropía de este punto, este dato debemos determinarlo interpolando en tablas de saturación:

$$p_{sat}(s_2 = 6{,}935 \text{ kJ/kgK}) \approx 360 \text{ kPa}$$

Si el punto de descarga está dentro de la campana deberá de tener una entropía inferior a la de saturación, por lo tanto, bastará con seleccionar una presión con un valor de entropía de saturación mayor que s2 y comprobar a continuación que el título de vapor está entre los límites marcados por el enunciado. Tomando una presión de 220 kPa, el título de vapor será:

$$x_{v,2} = \frac{s_2 - s_{ls}(220kPa)}{s_{vs}(220\text{ kPa}) - s_{ls}(220\ kPa)} = \frac{6{,}935 - 1{,}5623}{7{,}0951 - 1{,}5623} = 0{,}971$$

En consecuencia, la entalpía de este punto será:

$$\boldsymbol{h_2} = h_{ls} + x_{v,2} \cdot (h_{vs} - h_{ls}) = 517{,}625 + 0{,}971 \cdot 2193 = \mathbf{2.646{,}4}\ \boldsymbol{kJ/kg}$$

Luego con esta decisión de diseño ya hemos establecido la presión y temperatura de condensación del ciclo de agua: $\mathbf{p_{k,H2O}}$ **= 220kPa →** $\mathbf{T_{k,H2O}}$ **= 123,2 °C**.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

P	T	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. · 10^{-3}	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap.sat.
kPa	°C	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
120	104,78	1,0473	1,43	439,359	2683,1	2243,7	1,36093	7,2977	5,937	439,2338	2511,7
140	109,29	1,0510	1,24	458,418	2690,0	2231,6	1,41100	7,2461	5,835	458,2705	2516,9
160	113,30	1,0544	1,09	475,377	2696,0	2220,7	1,45507	7,2014	5,746	475,2086	2521,4
180	116,91	1,0576	0,98	490,699	2701,4	2210,7	1,49447	7,1621	5,668	490,5088	2525,5
200	120,21	1,0605	0,89	504,704	2706,2	2201,5	1,53017	7,1269	5,597	504,4921	2529,1
220	123,25	1,0633	0,81	517,625	2710,6	2193,0	1,56284	7,0951	5,532	517,3913	2532,4
240	126,07	1,0659	0,75	529,637	2714,6	2185,0	1,59298	7,0661	5,473	529,381	2535,4
260	128,71	1,0685	0,69	540,874	2718,3	2177,4	1,62098	7,0394	5,418	540,596	2538,2
280	131,19	1,0709	0,65	551,442	2721,7	2170,3	1,64715	7,0146	5,367	551,1422	2540,8
300	133,52	1,0732	0,61	561,427	2724,9	2163,5	1,67172	6,9916	5,320	561,1047	2543,2
320	135,74	1,0754	0,57	570,897	2727,8	2157,0	1,69489	6,9701	5,275	570,5529	2545,4
340	137,84	1,0775	0,54	579,911	2730,6	2150,7	1,71683	6,9498	5,233	579,5442	2547,5
360	139,85	1,0796	0,51	588,515	2733,2	2144,7	1,73766	6,9307	5,193	588,1266	2549,5
380	141,77	1,0816	0,49	596,752	2735,7	2139,0	1,75750	6,9126	5,155	596,3407	2551,3
400	143,61	1,0836	0,46	604,655	2738,1	2133,4	1,77646	6,8955	5,119	604,2211	2553,1

Punto 3. Salida del condensador del ciclo de agua. Este punto se encuentra en condiciones de saturación, por lo tanto, dada la presión que hemos establecido en el apartado anterior, tendremos el resto de propiedades.

$$\mathbf{h_3} = h_{l,sat}\,(p_k) = \mathbf{517{,}625\ kJ/kg}$$

$$v_3 = v_{l,sat}\,(p_k) = 0{,}0010633\ m3/kg$$

Punto 4. Descarga de la bomba de baja presión en el ciclo de agua. Este punto coincide con la descarga isentrópica, puesto que el rendimiento isentrópico de la bomba es 1. La presión de este punto es igual a la del precalentador abierto, que está marcada por la de la sangría realizada a la turbina (p4 = p6 = 20bar = 2.000kPa)

$$\boldsymbol{h_4} = h_{4s} = h_3 + \Delta w_{B,s} = h_3 + v_3 \cdot (p_3 - p_4) = \\ = 517{,}625 + 0{,}0010633 \cdot (2.000 - 220) = \mathbf{519{,}55}\ \boldsymbol{kJ/kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Punto 5. Salida del precalentador abierto. Está en condiciones de líquido saturado a 20 bar. Las propiedades las leeremos en las tablas de saturación:

$$\boldsymbol{h_5} = h_{l,sat}(20bar) = \mathbf{908,5\ kJ/kg}$$

$$\boldsymbol{v_5} = v_{l,sat}(20bar) = \mathbf{0,0011767\ kJ/kg}$$

Punto 6. Salida de la bomba de alta presión. La presión de este puto será la de evaporación del ciclo, $p_6 = p_1 = p_o$ = 100 bar. Como el resto de descargas en los otros componentes, dado que suponemos rdto. Isentrópico uno, coincidirá con la descarga isentrópica

$$\boldsymbol{h_6} = h_{6s} = h_5 + \Delta w_{B,s} = h_5 + v_5 \cdot (p_6 - p_5) =$$
$$= 908{,}5 + 0{,}0011767 \cdot (10.000 - 2.000) = \mathbf{917,9\ kJ/kg}$$

Punto 7. El sangrado de la turbina de vapor se realiza a 20 bar. Este punto deberá de estar en condiciones de vapor sobrecalentado, dado que la descarga de la turbina tiene un título de vapor muy alto, de todas formas, se puede comprobar rápidamente comparando la entropía de este punto y la de vapor saturado a 20 bar.

$s_{v,sat}(p_7 = 20bar) = 4{,}9314$ kJ/kgK < $s_7 = s_{7s} = 6{,}935$ kJ/kgK → vapor sobrecalentado.

En tablas de vapor sobrecalentado $\mathbf{h_7} = h_{7s}(p_7,s_7)$ = **3.123 kJ/kg**

Un último valor de este ciclo que queda por calcular es el caudal desviado en el sangrado. Este valor lo obtendremos de forma proporcional al caudal que circula por el condensador del ciclo de agua, a partir del balance energético en el precalentador abierto.

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{k,H2O} \cdot h_4 = h_5 \cdot \left(\dot{m}_{k,H2O} + \dot{m}_7\right)$$

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{k,H2O}} = \frac{h_5 - h_4}{h_7 - h_5} = \frac{908{,}5 - 519{,}55}{3.123 - 908{,}5} = 0{,}176$$

A continuación pasamos a resolver el <u>ciclo de alta temperatura correspondiente al amoniaco.</u>

La temperatura de evaporación de amoniaco es 20 °C inferior a la de condensación del agua, por lo tanto, $\mathbf{T_{o,NH3}} = T_{k,H2O} - 20 = 123{,}2 - 20 =$ **103,2°C**. La correspondiente presión de evaporación del amoniaco será: $\mathbf{p_o(T_{o,NH3}) \approx 67\ bar}$.

Conocido este dato podemos empezar a determinar los diferentes puntos del ciclo de amoniaco.

Punto 14. Se corresponde con la salida en condiciones de saturación del evaporador de amoniaco. En el diagrama p – h, podemos obtener el valor de entalpía

$h_{14} = h_{v,sat}(103{,}2$ °C$) = 1.430$ kJ/kg

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Punto 8. Entrada a la turbina de vapor de amoniaco. La temperatura de este punto está 70 °C recalentada respecto a la de saturación, por lo tanto, $T_8 = T_{14} + 70 = 173$ °C, y $p_7 = p_{o,NH3}$. Leyendo las propiedades en el diagrama, tendremos que:

h_8 = 1.740 kJ/kg y s_8 = 5,2 kJ/kgK

Punto 9. Descarga de la turbina de amoniaco. Se encuentra en condiciones de vapor saturado. Dado que el rendimiento de la turbina es uno, tendremos que coincide con la descarga isentrópica, por lo tanto, el punto 8 quedará determinado por la intersección entre la línea de entropía constante de s_7 y la rama de vapor saturado.

p_9 = 13 bar ; h_9 = 1.490 kJ/kg

Punto 10. Salida del condensador de amoniaco. Se encuentra en condiciones de líquido saturado. Según el diagrama: h_{10} = 358 kJ/kg

Punto 11. Descarga de la bomba. La presión de este puto será la de evaporación del ciclo de amoniaco, $p_{11} = p_{o,NH3}$ = 67 bar. Dado que el rdto. isentrópico es igual a la unidad, la descarga real coincidirá con la descarga isentrópica

$$\boldsymbol{h_{11}} = h_{11s} = h_{10} + \Delta w_{B,s} = h_{10} + v_{10} \cdot (p_{o,NH3} - p_{k,NH3})$$
$$= 358 + 0{,}0017 \cdot (6.700 - 1.300) = \mathbf{367{,}2\ kJ/kg}$$

T_{11} = 35 °C

Punto 12. Salida del fluido frío del precalentador cerrado. La presión de este puto será la de evaporación del ciclo. Para conocer su estado, en primer lugar, plantearemos la expresión de la eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{T_{12} - T_{11}}{T_{15} - T_{11}} \rightarrow T_{12} = T_{11} + \varepsilon \cdot (T_{15} - T_{11})$$

$$T_{12} = 35 + 0{,}8 \cdot (100 - 35) = 87ºC$$

$h_{12}(p_{12},T_{12})$ = 645 kJ/kg

Punto 13. Descarga de la bomba. La presión de este puto será la de evaporación del ciclo

Punto 15. Sangrado de la turbina. La presión de sangrado es

$$p_{15} = p_8 - \frac{2}{3} \cdot (p_8 - p_{10}) = 67 - \frac{2}{3} \cdot (67 - 13) = 31\ bar$$

La entalpía de este punto será: h_{15} = 1.615 kJ/kg

Punto 16. Salida del fluido del precalentador cerrado. Este fluido está en condiciones de líquido saturado a $p_{16} = p_{15}$ = 31 bar

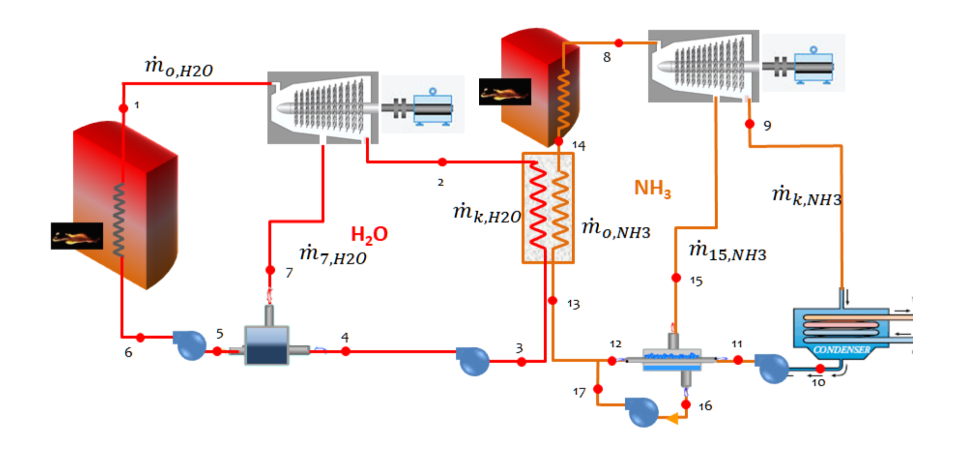
La entalpía de este punto será: h_{16} = 533 kJ/kg

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Punto 17. Descarga de la bomba. La presión de este puto será la del sangrado de la turbina, p_{15} = 31 bar. Dado que el rdto. isentrópico es igual a la unidad, la descarga real coincidirá con la descarga isentrópica

$$\boldsymbol{h_{17}} = h_{17s} = h_{16} + \Delta w_{B,s} = h_{16} + v_{16} \cdot (p_{o,NH3} - p_{15})$$
$$= 533 + 0{,}0017 \cdot (6.700 - 3.100) = \mathbf{539{,}1\ kJ/kg}$$

Finalmente, quedarán por definir los caudales másicos que circulan por los dos circuitos, así como la entalpía del punto 13. Esto son 6 caudales y una entalpía, por lo tanto, debemos de plantear 7 ecuaciones



Balances de masas en cada circuito:

1. $\dot{m}_{o,H2O} = \dot{m}_{7,H2O} + \dot{m}_{kH2O}$
2. $\dot{m}_{\mathrm{o,NH3}} = \dot{m}_{15,NH3} + \dot{m}_{kNH3}$

Balance energético en precalentador abierto

3. $\frac{\dot{m}_{7,H2O}}{\dot{m}_{k,H2O}} = 0{,}176$

Balance energético en precalentador cerrado

4. $\dot{m}_{kNH3} \cdot h_{11} + h_{15} \cdot \dot{m}_{15,NH3} = \dot{m}_{kNH3} \cdot h_{12} + h_{16} \cdot \dot{m}_{15,NH3}$

Balance energético en punto de mezcla en ciclo de amoniaco

5. $\dot{m}_{kNH3} \cdot h_{12} + h_{17} \cdot \dot{m}_{15,NH3} = \dot{m}_{o,NH3} \cdot h_{13}$

Balance energético en intercambiador en evaporador NH3/ condensador H2O

6. $\dot{m}_{oNH3} \cdot (h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_{kH2O} \cdot (h_2 - h_3)$

Balance energético en potencia útil extraída de cada ciclo.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

7. $750.000 = \eta_{m,e} \cdot \dot{W}_{util} = 1 \cdot \{[\dot{m}_{oNH3} \cdot (h_8 - h_{15}) + \dot{m}_{kNH3} \cdot (h_{15} - h_9) - \dot{m}_{kNH3} \cdot (h_{11} - h_{10}) - (\dot{m}_{oNH3} - \dot{m}_{kNH3}) \cdot (h_{17} - h_{16})] + [\dot{m}_{oH2O} \cdot (h_1 - h_7) + \dot{m}_{kH2O} \cdot (h_7 - h_2) - \dot{m}_{kH2O} \cdot (h_4 - h_3) - \dot{m}_{oH2O} \cdot (h_6 - h_5)]\}$

Resolviendo el sistema, obtendremos:

$$h_{13} = 623{,}4 \frac{kJ}{kg} \; ; \; \dot{m}_{kNH3} = 950{,}7 \frac{kg}{s} \; ; \; \dot{m}_{15,NH3} = 244{,}1 \frac{kg}{s} \; ; \; \dot{m}_{o,NH3} = 1.195 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{kH2O} = 452{,}7 \frac{kg}{s} \; ; \; \dot{m}_{7,H2O} = 79{,}68 \frac{kg}{s} \; ; \; \dot{m}_{o,H2O} = 532{,}4 \frac{kg}{s}$$

La cantidad de energía térmica y mecánica intercambiada por el circuito será:

$$\dot{Q}_{abs,H2O} = \dot{m}_{o,H2O} \cdot (h_1 - h_6) = 1.456.000 \, kW$$

$$\dot{Q}_{abs,NH3} = \dot{m}_{o,NH3} \cdot (h_8 - h_{14}) = 370.376 \, kW$$

$$\dot{W}_{T,H2O} = \dot{m}_{o,H2O} \cdot (h_1 - h_7) + \dot{m}_{k,H2O} \cdot (h_7 - h_2) = 282.167 + 215.763 = \\ = 497.930 \, kW$$

$$\dot{W}_{B,H2O} = \dot{m}_{o,H2O} \cdot (h_6 - h_5) + \dot{m}_{k,H2O} \cdot (h_4 - h_3) = 5.004 + 871{,}5 = 5.875{,}5 \, kW$$

$$\dot{W}_{T,NH3} = \dot{m}_{o,NH3} \cdot (h_8 - h_{15}) + \dot{m}_{k,NH3} \cdot (h_{15} - h_9) = 149.345 + 118.835 = \\ = 268.180 \, kW$$

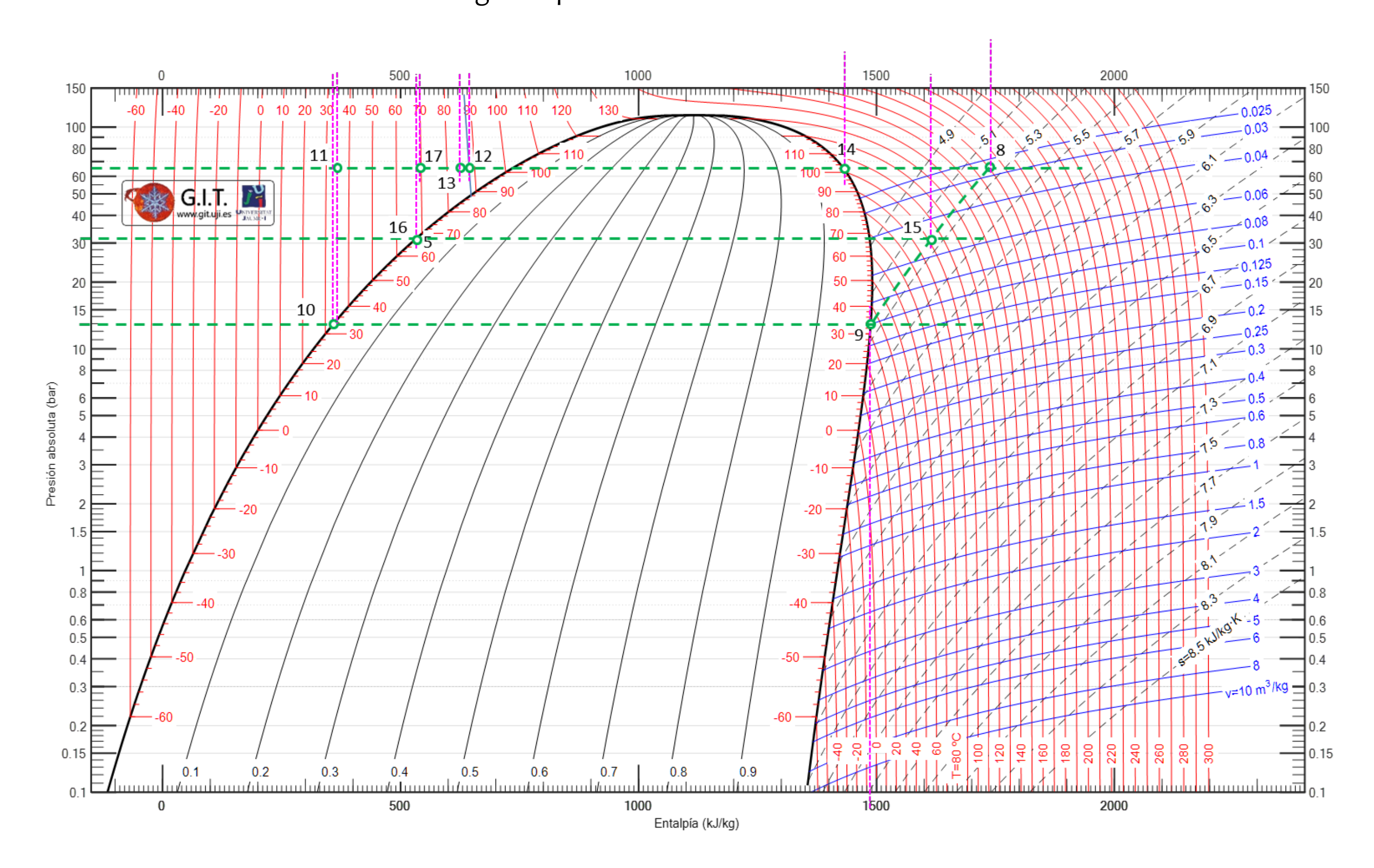
$$\dot{W}_{B,NH3} = \dot{m}_{15,NH3} \cdot (h_{17} - h_{16}) + \dot{m}_{k,NH3} \cdot (h_{11} - h_{10}) = 1.489 + 8.746 = \\ = 10.235 \, kW$$

El rendimiento del ciclo completo implementado en la central, será:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{T,H2O} + \dot{W}_{T,NH3} - \dot{W}_{B,H2O} - \dot{W}_{B,NH3}}{\dot{Q}_{abs,H2O} + \dot{Q}_{abs,NH3}} = 0{,}41$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El ciclo de amoniaco en un diagrama p – h:



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

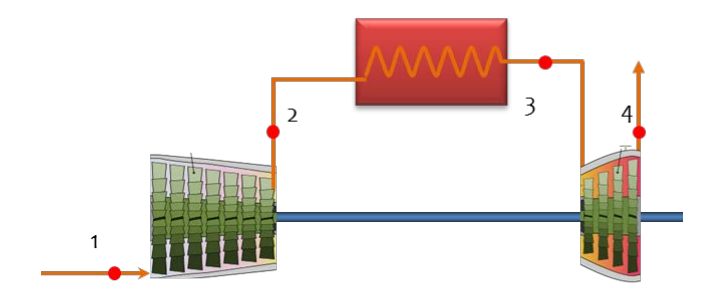
PROBLEMAS
DE CICLO BRAYTON

Índice

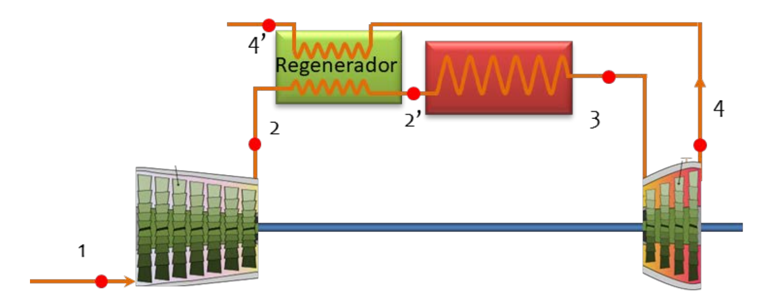
PROBLEMA 1

Dado un Ciclo Brayton de aire en el que las condiciones de entrada al compresor son: T = 25 °C y p = 1bar, la relación de compresión es de 8 y la temperatura de entrada a la turbina es de 800 °C

A. **Determinar los estados termodinámicos del ciclo si no hay irreversibilidades internas.**
B. **Determinar el trabajo útil producido y el rendimiento del ciclo.**
C. **Manteniendo las condiciones anteriores, si el compresor y la turbina presentan un rendimiento isentrópico del 85%. Volver a calcular el nuevo ciclo y los parámetros energéticos resultantes.**



D. **Si se coloca un intercambiador regenerativo con una eficiencia del 75%, cuantificar los nuevos intercambios energéticos en el ciclo y su rendimiento.**



E. **Determinar el ciclo con intercooling y reheating, suponiendo que a la salida del intercooler se alcanza la temperatura del punto 1, que la temperatura de recalentamiento es igual a la de entrada a la primera turbina y que la presión intermedia viene dada por la expresión: $p_i = (p_1 \cdot p_2)^{0,5}$ El resto de parámetros del ciclo se mantiene como en los ciclos anteriores.**

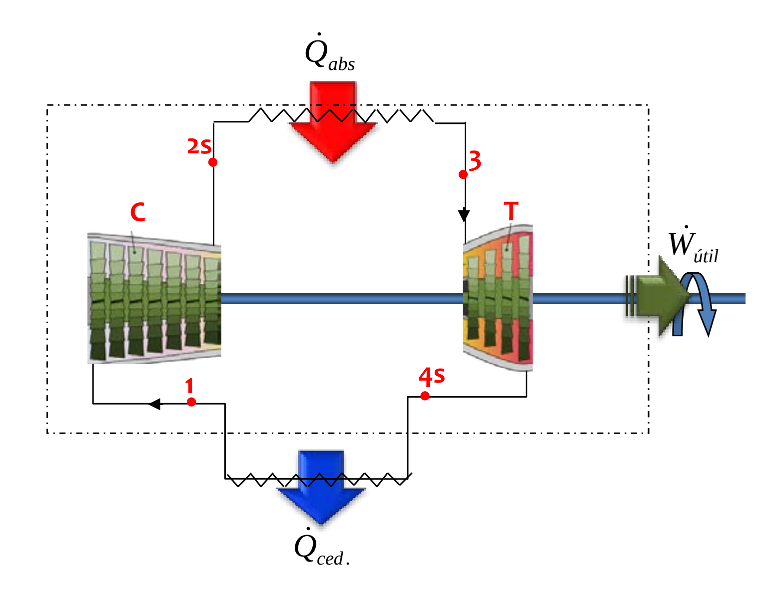
Considerar cp = 1,1 kJ/kgK

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

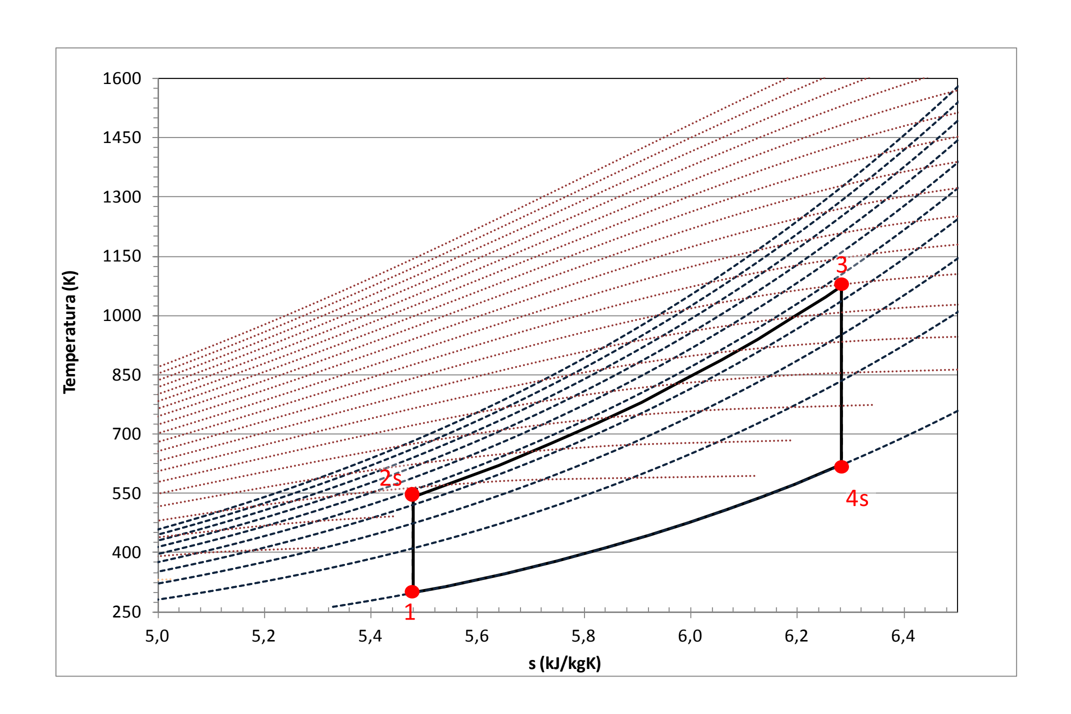
SOLUCIÓN

A. Determinar los estados termodinámicos del ciclo si no hay irreversibilidades internas.

El ciclo tendrá cuatro estados termodinámicos correspondientes con la aspiración (1) y descarga del compresor isentrópico (2s), absorción de calor (2→3), entrada (3) y descarga isentrópica (4s) de la turbina



que describirán el ciclo marcado en el diagrama T – s



El cálculo de las propiedades que definen cada uno de los estados del ciclo puede realizarse por tres métodos

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

1. A partir de un software que contenga la ecuación de estado y las relaciones termodinámicas pertinentes.
2. Considerando que el fluido de trabajo (aire) presenta comportamiento de gas perfecto, y aplicando las correlaciones de $c_P(T)$ para el fluido de trabajo.

3. Considerando que el fluido de trabajo (aire) presenta comportamiento de gas perfecto, y que tanto el valor de c_p como de la relación de calores específicos (coeficiente adiabático) tienen valores constantes.

El punto 1 viene definido por los datos del enunciado, es decir, conocemos su presión (p_1 = 1 bar) y su temperatura (T_1 = 25 °C), a partir de estos datos podemos calcular el resto de propiedades:

- Por procedimiento 1.: se ha utilizado el sofware REFPROP enlazando la .dll proporcionada con la hoja excel y calculando con el par de valores P_1,T_1.
- Por procedimiento 2.: Primero se determina $c_p(T)$, consultando tablas para aire tendremos que:

$$c_P = (a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3) \cdot \frac{1}{M} = (28{,}11 + 1{,}967 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0{,}4802 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 1{,}966 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) \cdot \frac{1}{28{,}97}$$

Donde T (K) y cp (kJ/kgK). Este polinomio es válido entre 273 – 1.800K.

c_p(T1) = 1,0035 kJ/kgK

La entalpía la determinaremos como: $h_1 = c_p(T_1) \cdot T_1$ = 299(kJ/kg)

- Por procedimiento 3: c_p = 1,1kJ/kg → $h_1 = c_p \cdot T_1$ = 328 (kJ/kg)

El punto 2s es el punto de descarga isentrópica del compresor, luego su entropía será la misma que la entrada al compresor ($s_{2s} = s_1$), además conocemos que se encuentra a la presión $p_2 = p_1 \cdot r_C = 1 \cdot 8$ = 8bar. A partir de estos datos podemos calcular el resto de propiedades:

- Por procedimiento 1.: se ha utilizado el programa informático REFPROP enlazando la .dll proporcionada con la hoja excel y calculando con el par de valores p_2,s_1.
- Por procedimiento 2.: Dado que tenemos un gas perfecto, que sufre una transformación isentrópica, con lo cual adiabática, podremos establecer las relaciones:

$$P \cdot v = R_{aire} \cdot T \quad y \quad P_1 \cdot v_1^{\gamma} = P_2 \cdot v_2^{\gamma} = cte$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Combinando estas relaciones obtenemos que:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \chi$$

Para calcular el coeficiente γ deberemos recurrir a la relación de los gases perfectos:

$$\gamma = \frac{c_P(T_1)}{c_P(T_1) - R_{aire}}$$

Para nuestro punto tendremos: $\gamma = \frac{c_P(T_1)}{c_P(T_1)-R_{aire}} = \frac{1,0035}{1,0035-0,287} = 1,40056$

Con estos datos $T_{2s} = 298,15 \cdot 8^{\frac{0,40056}{1,40056}} = 540,4\ K$

La entalpía la determinaremos como: $h_2 = c_p(T_2) \cdot T_2$ (kJ/kg) = 1,045 · 540,4 = 565 kJ/kg

- Por procedimiento 3:

$$\gamma = \frac{c_P}{c_P - R_{aire}} = \frac{1,1}{1,1-0,287} = 1,353 \rightarrow T_{2s} = 298,15 \cdot 8^{\frac{0,353}{1,353}} = 512,9\ K$$

c_p = 1,1 kJ/kg → $h_{2s} = c_p \cdot T_{2s}$ (kJ/kg) = 564 kJ/kg

El punto 3 viene definido por la temperatura dada en el enunciado (T_3 = 800 °C) y conocemos su presión $p_3 = p_2$ = 8bar, a partir de estos datos podemos calcular el resto de propiedades:

- Por procedimiento 1.: se ha utilizado el software REFPROP enlazando la .dll proporcionada con la hoja excel y calculando con el par de valores p_3,T_3.
- Por procedimiento 2.: Primero
  - se determina $c_p(T_3)$, con la expresión utilizada desde el principio, 1,15 kJ/kgK.

La entalpía la determinaremos como: $h_3 = c_p(T_3) \cdot T_3$ (kJ/kg) = 1,15 · 1073,2 = 1234 kJ/kg

- Por procedimiento 3: c_p = 1,1kJ/kg → $h_3 = c_p \cdot T_3$ (kJ/kg) = 1,1 · 1073,2 = 1.180 kJ/kg

El punto 4s es el punto de descarga isentrópica de la turbina, luego su entropía será la misma que la entrada a la turbina ($s_{4s} = s_3$), además conocemos que se encuentra a la presión $p_{4s} = p_1$ = 1bar. A partir de estos datos podemos calcular el resto de propiedades:

- Por procedimiento 1.: se ha utilizado el programa informático REFPROP enlazando la dll proporcionada con la hoja excel y calculando con el par de valores p_1,s_3.
- Por procedimiento 2.: Dado que tenemos un gas perfecto, que sufre una transformación isentrópica, con lo cual adiabática, podremos establecer las relaciones:

$$P \cdot v = R_{aire} \cdot T \qquad y \qquad P_1 \cdot v_{4s}^{\gamma} = P_2 \cdot v_3^{\gamma} = cte$$

Combinando estas relaciones obtenemos que:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Para calcular el coeficiente γ deberemos recurrir a la relación de los gases perfectos:

$$\gamma = \frac{c_P(T)}{c_P(T) - R_{aire}}$$

Para nuestro punto tendremos: $\gamma = \frac{c_P(T_3)}{c_P(T_3)-R_{aire}} = \frac{1,15}{1,15-0,287} = 1,3325$

Con estos datos $T_{4s} = \frac{1073,2}{8^{\frac{0,3325}{1,3325}}} = 638,7\ K$

La entalpía la determinaremos como: $h_{4s} = c_p(T_{4s}) \cdot T_{4s}$ (kJ/kg) = 1,064 · 638,7 = 679 kJ/kg

- Por procedimiento 3:

$$\gamma = \frac{c_P}{c_P - R_{aire}} = \frac{1,1}{1,1-0,287} = 1,353 \rightarrow T_{4s} = 1073,2/8^{\frac{0,353}{1,353}} = 623,8\ K$$

c_p = 1,1kJ/kg → $h_{4s} = c_p \cdot T_{4s}$ (kJ/kg) = 1,1 · 623,8 = 686 kJ/kg

CALCULO DEL CICLO														
			Cálculo Via Software				Cálculo Vía Gas Perfecto con cp y γ variable				Cálculo Vía Gas Perfecto con cp = 1,1 y γ=1,353			
		P MPa	T K	s kJ/kgK	c_P kJ/kgK	h kJ/kg	T K	S kJ/kgK	c_P kJ/kgK	h kJ/kg	T K	s kJ/kgK	c_P kJ/kgK	h kJ/kg
1	aspiración	**0,1**	**298,2**	3,884	1,006	424	**298,2**	3,916	1,003	299	**298,2**	3,916	1,100	328
2_s	descarga compresor is.	**0,8**	536,9	**3,884**	1,040	667	**540,4**	3,916	1,045	565	**512,9**	3,916	1,100	564
3	entrada turbina	**0,8**	**1.073,2**	4,641	1,155	1257	**1.073,2**	4,727	1,150	1234	**1.073,2**	4,886	1,100	1180
4_s	descarga turbina is.	**0,1**	624,8	**4,641**	1,057	760	**638,7**	4,727	1,064	679	**623,8**	4,886	1,100	686

B. Determinar el trabajo útil producido y el rendimiento del ciclo.

CALCULO DE LOS PARÁMETROS ENERGÉTICOS								
w_T	$h_3 - h_{4s}$	497,3	kJ/kg	555	kJ/kg	494	kJ/kg
w_C	$h_{2s} - h_1$	242,9	kJ/kg	265	kJ/kg	236	kJ/kg
$w_{útil}$	$w_T - w_C$	254,5	kJ/kg	290	kJ/kg	258	kJ/kg
q_{abs}	$h_3 - h_2$	589,6	kJ/kg	670	kJ/kg	616	kJ/kg
$\eta_{Brayton}$	w_{util}/q_{abs}	43,16	%	43,24	%	41,87	%
bwr	w_C/w_T	48,83	%	47,82	%	47,80	%

C. Manteniendo las condiciones anteriores, si el compresor y la turbina presentan un rendimiento isentrópico del 85%. Volver a calcular el nuevo ciclo y los parámetros energéticos resultantes.

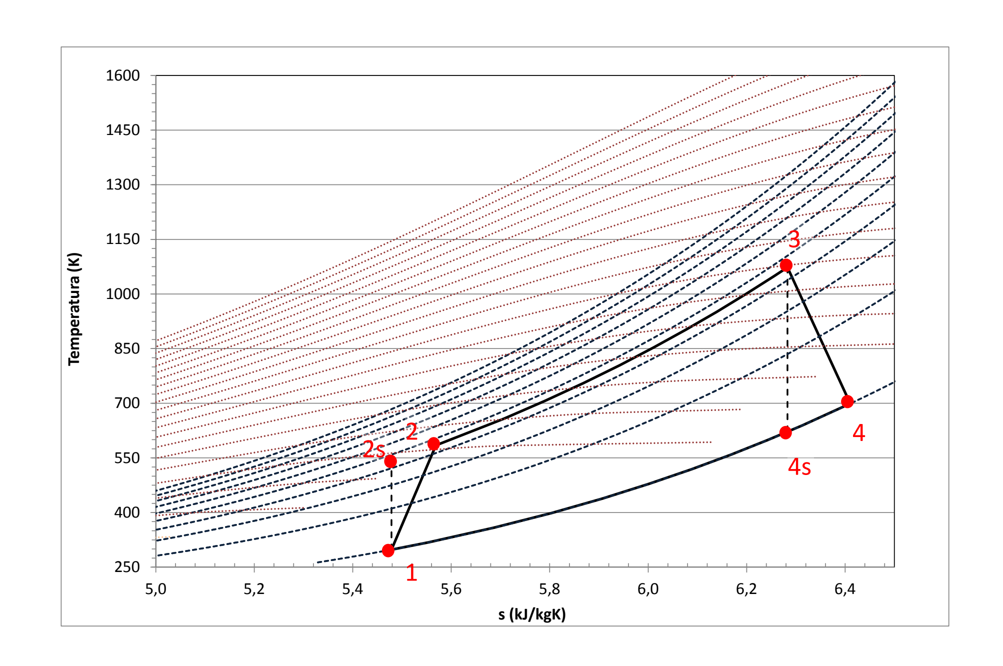
En este caso los puntos 1,2s, 3 y 4s son los mismos que en el ciclo anterior, de forma que únicamente debemos calcular dos nuevos puntos respecto al ciclo anterior, se trata de las descargas no isentrópica del compresor y de la turbina.

Punto 2 deberemos recurrir a la expresión del rendimiento isentrópico del compresor para calcular el valor de la entalpía de este punto:

$$\eta_{iC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iC}} = 328 + \frac{564 - 328}{0,85} = 606\ kJ/kg$$

Punto 4 deberemos recurrir a la expresión del rendimiento isentrópico de la turbina para calcular el valor de la entalpía de este punto:

$$\eta_{iT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{iT} \cdot (h_3 - h_{4s}) = 1.180 + 0,85 \cdot (1.180 - 686)$$
$$= 760\ kJ/kg$$

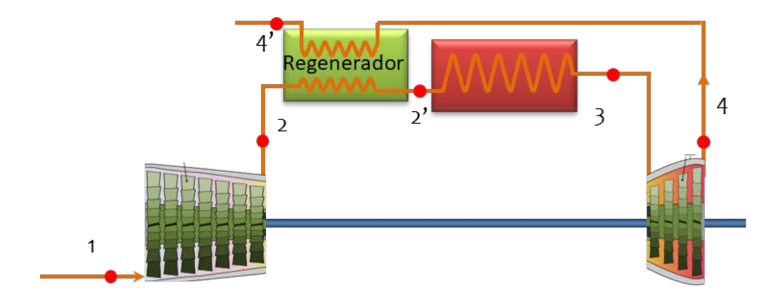


CALCULO DEL CICLO														
			Cálculo Via Software				Cálculo Vía Gas Perfecto con cp y γ variable				Cálculo Vía Gas Perfecto con cp = 1,1 y γ=1,4e			
		P	T	s	c_P	h	T	S	c_P	h	T	s	c_P	h
		MPa	K	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	K	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	K	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg
1	aspiración	**0,1**	**298,2**	3,884	1,006	424	**298,2**	3,916	1,003	299	**298,2**	3,916	1,100	328
2_s	descarga compresor.	**0,8**	536,9	**3,884**	1,040	667	**540,4**	3,916	1,045	565	**512,9**	3,916	1,100	564
2	descarga compresor	**0,8**	577,9	3,961	1,049	**710**	585,2	3,997	1,045	**611**	550,8	4,016	1,100	**606**
3	entrada turbina	**0,8**	**1.073,2**	4,641	1,155	1257	**1.073,2**	4,727	1,150	1234	**1.073,2**	4,886	1,100	1180
4_s	descarga turbina is.	**0,1**	624,8	**4,641**	1,057	760	**638,7**	4,727	1,064	679	**623,8**	4,886	1,100	686
4	descarga turbina	**0,1**	694,8	4,754	1,074	**834**	717,0	4,845	1,064	**763**	691,2	5,026	1,100	**760**

CALCULO DE LOS PARÁMETROS ENERGÉTICOS							
w_T	$h_3 - h_4$	422,7	kJ/kg	472	kJ/kg	420	kJ/kg
w_C	$h_2 - h_1$	285,7	kJ/kg	312	kJ/kg	278	kJ/kg
$w_{útil}$	$w_T - w_C$	137,0	kJ/kg	160	kJ/kg	142	kJ/kg
q_{abs}	$h_3 - h_2$	546,8	kJ/kg	623	kJ/kg	575	kJ/kg
$\eta_{Brayton}$	w_{util}/q_{abs}	25,06	%	25,61	%	24,75	%
bwr	w_C/w_T	67,59	%	66,18	%	66,15	%

D. Si se coloca un intercambiador regenerativo con una eficiencia del 75%, cuantificar los nuevos intercambios energéticos en el ciclo y su rendimiento.

En este ciclo aparece un nuevo punto que debe ser determinado para poder realizar los balances energéticos. El punto es el 2a, y es la salida del regenerador.



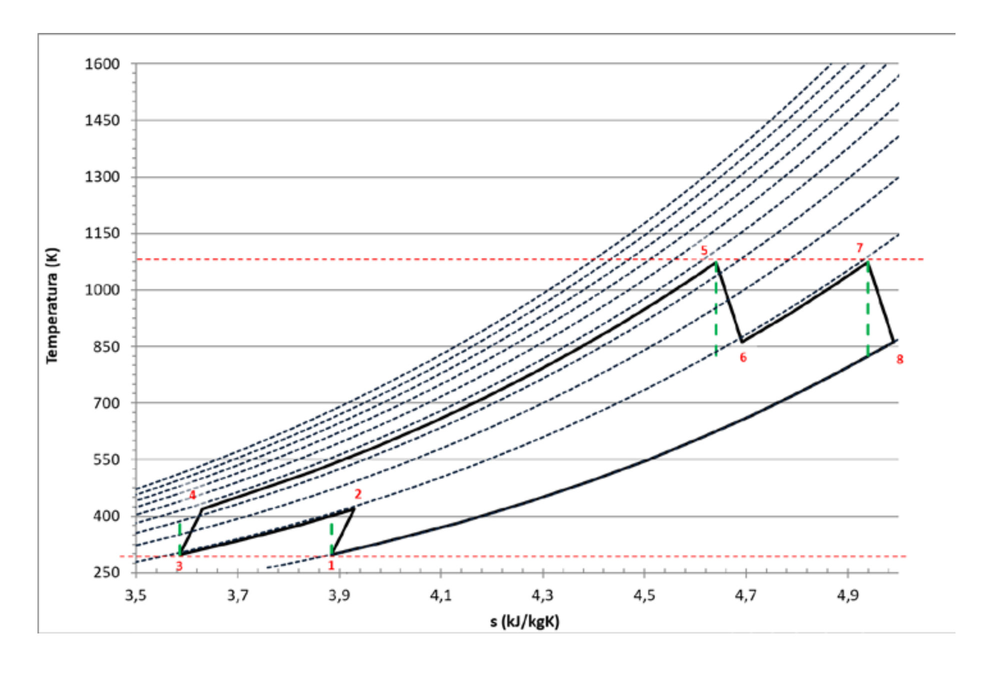
Para determinarlo recurriremos a la expresión de la eficiencia del intercambiador de regeneración:

$$\varepsilon = \frac{h_{2a} - h_2}{h_4 - h_2} \rightarrow h_{2a} = h_2 - \varepsilon \cdot (h_4 - h_2) = 611 + 0{,}75 \cdot (763 - 611) = 721{,}7\ kJ/kg$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

CALCULO DE LOS PARÁMETROS ENERGÉTICOS								
w_T	$h_3 - h_4$	422,7	kJ/kg	472	kJ/kg	420	kJ/kg
w_C	$h_2 - h_1$	285,7	kJ/kg	312	kJ/kg	313	kJ/kg
$w_{útil}$	$w_T - w_C$	137,0	kJ/kg	160	kJ/kg	107	kJ/kg
q_{abs}	$h_3 - h_{2'}$	453,7	kJ/kg	509,5	kJ/kg	458,8	kJ/kg
$\eta_{Brayton}$	w_{util}/q_{abs}	30,20	%	31,31	%	31,00	%
bwr	w_C/w_T	67,59	%	66,18	%	74,52	%

E. Determinar el ciclo con intercooling y reheating, suponiendo que la eficiencia del intercooler es 1, que la temperatura de recalentamiento es igual a la de entrada a la primera turbina y que la presión intermedia viene dada por la expresión: $pi = (p1 \cdot p2)^{0,5}$ El resto de parámetros del ciclo se mantiene como en los ciclos anteriores.



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

CALCULO DEL CICLO														
			Cálculo Via Software				Cálculo Vía Gas Perfecto con cp y γ variable				Cálculo Vía Gas Perfecto con cp = 1,1 y γ=1,353			
		P	T	s	c_P	h	T	S	c_P	h	T	s	c_P	h
		MPa	K	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	K	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	K	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg
1	aspiración	**0,100**	**298,2**	3,884	1,006	424	**298,2**	3,916	1,003	299	**298,2**	3,916	1,100	328
2_s	descarga compresor	**0,283**	401,0	**3,884**	1,016	528	**401,4**	3,916	1,020	409	**391,1**	3,916	1,100	430
2	descarga compresor 1	**0,283**	419,0	3,929	1,018	**546**	420,5	3,962	1,020	**429**	407,5	3,960	1,100	**448**
3	salida intercooler	**0,283**	298,6	3,586	1,009	**424**	293,4	3,602	1,020	**299**	298,2	3,619	1,100	**328**
4s	descarga compresor 2 is.	**0,800**	401,7	**3,586**	1,020	528	**393,1**	3,602	1,018	400	**391,1**	3,619	1,100	430
4	descarga compresor 2	**0,800**	419,7	3,631	1,022	**547**	410,6	3,646	1,018	**418**	407,5	3,685	1,100	**448**
5	entrada turbina1	**0,800**	**1073,2**	4,641	1,155	1257	**1073,2**	4,956	1,150	1234	**1073,2**	4,954	1,100	1180
6s	descarga turbina1 is.	**0,283**	823,8	**4,641**	1,104	975	**827,9**	4,956	1,102	912	**818,2**	4,954	1,100	900
6	descarga turbina1	**0,283**	862,0	4,691	1,113	**1017**	871,8	5,009	1,102	**960**	856,4	5,017	1,100	**942**
7	entrada turbina2	**0,283**	**1.073,2**	4,940	1,154	1257	**1.073,2**	5,260	1,150	1234	**1.073,2**	5,242	1,100	1180
8s	descarga turbina2 is.	**0,100**	823,9	**4,940**	1,104	975	**827,9**	5,260	1,102	912	**818,2**	5,242	1,100	900
8	descarga turbina2	**0,100**	862,0	4,990	1,113	**1017**	871,8	5,313	1,102	**960**	856,4	5,304	1,100	**942**

CALCULO DE LOS PARÁMETROS ENERGÉTICOS							
w_{T1}	**$h_6 - h_7$**	239,8	kJ/kg	273,9	kJ/kg	238,4	kJ/kg
w_{T2}	**$h_8 - h_9$**	239,6		273,9		238,4	
w_T	**$w_{T1} + w_{T2}$**	479,4		547,9		476,8	
w_{C1}	**$h_2 - h_1$**	121,9	kJ/kg	129,6	kJ/kg	120,2	kJ/kg
w_{C2}	**$h_4 - h_3$**	122,1		119,0		120,2	
w_C	**$w_{C1} + w_{C2}$**	244,0		248,6		240,5	
$w_{útil}$	**$w_T - w_C$**	235,5	kJ/kg	299,2	kJ/kg	236,3	kJ/kg
q_{abs}	**$h_6 - h_4 + h_8 - h_7$**	949,9	kJ/kg	1090,1	kJ/kg	970,7	kJ/kg
$\eta_{Brayton}$	**w_{util}/q_{abs}**	24,79	%	27,45	%	24,35	%
bwr	**w_C/w_T**	50,82	%	47,32	%	50,44	%

Si tenemos un intercambiador regenerativo:

h_5	**$= h4 + \varepsilon \cdot (h9 - h4)$**	**899,4**	kJ/kg	**824,9**	kJ/kg	**818,6**	kJ/kg
q_{abs}	**$h6 - h5 + h8 - h7$**	597,1	kJ/kg	683,4	kJ/kg	600,0	kJ/kg
$\eta_{Brayton}$	**w_{util}/q_{abs}**	39,44	%	43,78	%	39,37	%

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

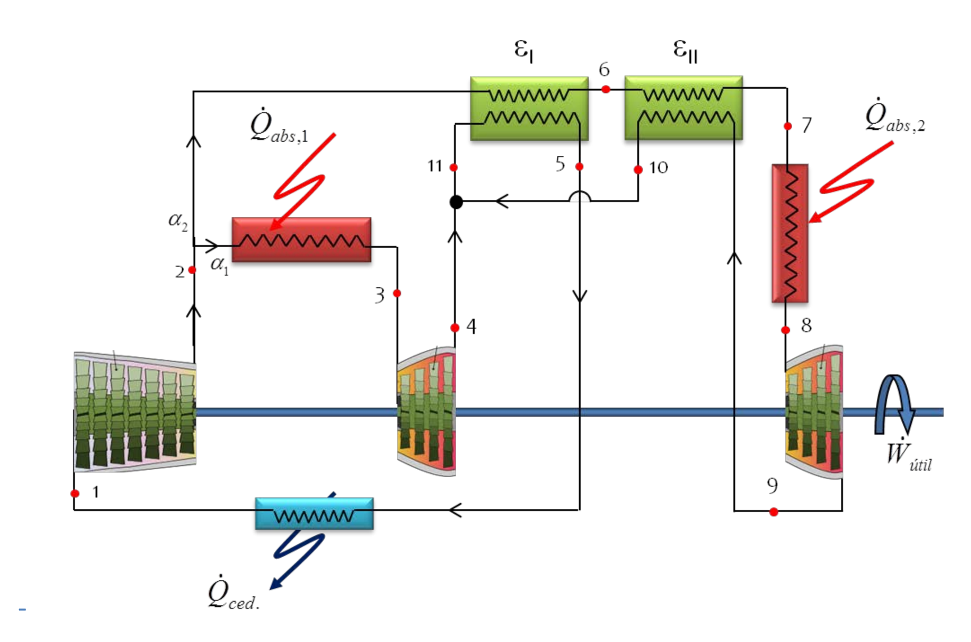
PROBLEMA 2

Se propone el esquema de la figura para configurar una instalación de generación de energía mecánica, que moverá la hélice de un barco.

El fluido de trabajo empleado es aire, pudiendo asumirse que presenta comportamiento de gas perfecto.

Determinar

- **Los estados termodinámicos del ciclo.**
- **Trabajo útil**
- **Rendimiento del ciclo**



-

Consideraciones:

- **α_1 = 0,1; α_2 = 0,9**
- **T_1 = 50 °C ; p_1 = 150kPa**
- **T3 = 750 °C ; T_8 = 1100ºc**
- **η_{iC} = 0,75**
- **η_{iT} = 0,9**
- **r_C = 9,5**
- **ε_I =0,5; ε_{II} = 0,7**
- **Cuanto menor caudal menor capacidad térmica. A igual caudal, el fluido con menor temperatura tiene menor capacidad térmica**
- **Suponer valores constantes para Cp = 1,0045 kJ/kgK**

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Al trabajar con aire considerado gas perfecto, y tomar el valor de cp como constante, los términos de entalpía pasan a tratarse como producto del calor específico por la temperatura, y en los cocientes de saltos entálpico o en los balances energéticos, los calores específicos se simplificarán y aparecerán únicamente las temperaturas.

- **Estados termodinámicos del ciclo**

El punto 1 queda definido con los datos del enunciado T_1 = **48 °C = 321K** y p_1 = 150kPa.

Punto 2. De la descarga del compresor conocemos la presión a través de la relación de compresión.

$$\frac{P_2}{P_1} = r_C$$

Para terminar de determinar el estado termodinámico de la descarga del compresor, deberemos calcular primero el valor del coeficiente γ:

$$\gamma = \frac{c_P}{c_P - R_{aire}} = \frac{1,0035}{1,0035 - 0,287} = 1,40056$$

Seguiremos por determinar la descarga isentrópica del compresor:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \chi \rightarrow T_{2s} = T_1 \cdot \chi = (48 + 273) \cdot 9,5^{\frac{0,4}{1,4}} = 611\,K$$
$$= 342\,°C$$

El punto real de salida del compresor, **2**, lo determinaremos a partir del rendimiento isentrópico del compresor:

$$\eta_{iC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iC}} \equiv T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{iC}} =$$

$$T_2 = 323 + \frac{611 - 323}{0,75} = \boldsymbol{707\,K} = 434\,°C$$

Los estados termodinámicos de entrada al compresor son datos del enunciado:

Punto 3, $p_3 = p_2$ y T_3 = 750 °C = **1023 K**

Punto 8, $p_8 = p_2$ y T_8 = 1100 °C = **1373 K**

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

De las descargas de los compresores conocemos la presión y deberemos calcular la temperatura, con el cálculo previo de la temperatura de descarga.

Punto 4

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{4s} = T_3 \Big/ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (1023) \Big/ (9{,}5)^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} = 538\,K = 265\,°C$$

$$\eta_{iT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{iT} \cdot (h_3 - h_{4s}) \equiv T_4 = T_3 - \eta_{iT} \cdot (T_3 - T_{4s}) =$$

$$T_4 = 1023 - 0{,}9 \cdot (1023 - 538) = \mathbf{586\,K} = 313\,°C$$

Punto 9

$$\frac{T_8}{T_{9s}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{9s} = T_8 \Big/ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (1100 + 273) \Big/ (9{,}5)^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} = \mathbf{721\,K} = 449\,°C$$

$$\eta_{iT} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \rightarrow h_9 = h_8 - \eta_{iT} \cdot (h_8 - h_{9s}) \equiv T_9 = T_8 - \eta_{iT} \cdot (T_8 - T_{9s}) =$$

$$T_9 = 1373 - 0{,}9 \cdot (1373 - 721) = \mathbf{786\,K} = 513\,°C$$

Nos quedan por determinar las temperaturas T_6, T_{11}, T_5, T_7 y T_{10}, para ello estableceremos un sistema de cinco ecuaciones con cinco incógnitas, a partir de los balances energéticos y de las relaciones dadas en el enunciado.

- $\varepsilon_I = \frac{T_6 - T_2}{T_{11} - T_2}$
- $\varepsilon_{II} = \frac{T_7 - T_6}{T_9 - T_6}$
- $\alpha_2 \cdot (T_6 - T_2) = 1 \cdot (T_{11} - T_5)$
- $\alpha_1 \cdot T_4 + \alpha_2 \cdot T_{10} = T_{11}$
- $T_7 - T_6 = T_9 - T_{10}$

T_5 = **714,4 K; $p_5 = p_1$**

T_6 = **713,7 K; $p_5 = p_2$**

T_7 = **764,3 K; $p_7 = p_2$**

T_{10} = **735,4 K; $p_{10} = p_1$**

T_{11} = **720,5 K; $p_{11} = p_1$**

El trabajo útil

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$w_{útil} = w_{T1} + w_{T2} - w_C = c_p \cdot \alpha_1 \cdot (T_3 - T_4) + c_p \cdot \alpha_2 \cdot (T_8 - T_9) - c_p \cdot 1 \cdot (T_2 - T_1) =$$

$$= 1{,}0035 \cdot 0{,}1 \cdot (1023 - 586) + 1{,}0035 \cdot 0{,}9 \cdot (1373 - 786) - 1{,}0035 \cdot 1 \cdot (707 - 321) =$$

$$w_{útil} = 43{,}85 + 530{,}15 - 387{,}35 = 186{,}5\ kJ/kg$$

La potencia absorbida será:

$$q_{abs} = q_{abs1} + q_{abs2} = c_p \cdot \alpha_1 \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot \alpha_2 \cdot (T_8 - T_7) =$$

$$= 1{,}1 \cdot 0{,}1 \cdot (1023 - 707) + 1{,}1 \cdot 0{,}9 \cdot (1373 - 764) =$$

$$q_{abs} = 34{,}8 + 603 = 638\ kJ/kg$$

$$\eta_{CB} = \frac{w_{útil}}{q_{abs}} = 29{,}24\ \%$$

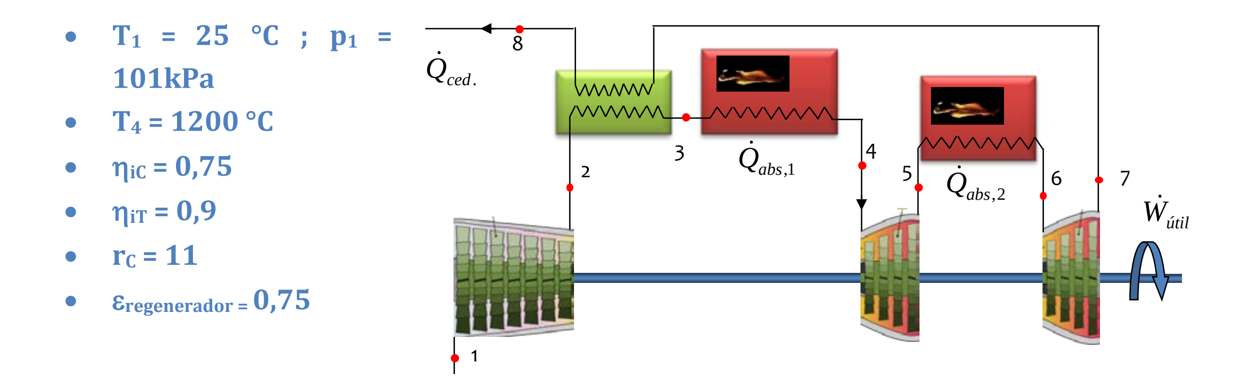
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 3

Determinar el rendimiento y las temperaturas de los puntos numerados de la Turbina de Gas de la imagen, suponiendo que ésta trabaja según un Ciclo de aire Estándar.

Si la potencia útil obtenida, con las condiciones de operación dadas en la tabla, es de 15MW, cuál será el caudal de aire a que debe circular por la turbina.

- **T_1 = 25 °C ; p_1 = 101kPa**
- **T_4 = 1200 °C**
- **η_{iC} = 0,75**
- **η_{iT} = 0,9**
- **r_C = 11**
- **$\varepsilon_{regenerador}$ = 0,75**



- **Suponer que el punto 6 se recalienta hasta alcanzar el 80% de la temperatura de 4.**
- **Suponer que tanto Cp, como γ tienen valores constantes.**

SOLUCIÓN

Puesto que estamos tratando con un ciclo de aire estándar, el fluido de trabajo se considerará con comportamiento de gas perfecto, siendo aplicable la ecuación de estado de los gases perfectos y la igualdad h = cp · T.

Además, tomaremos como valores para c_P y γ, 1,1 kJ/kgK y 1,4 respectivamente.

Por lo tanto, el punto isentrópico de descarga del compresor, **2s**, lo determinaremos combinando las ecuaciones $P \cdot v = R_{aire} \cdot T$ y $P_1 \cdot v_1^{\gamma} = P_2 \cdot v_2^{\gamma} = cte$, de esta forma obtenemos que:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{2s} = (25 + 273) \cdot 11^{\frac{0,4}{1,4}} = 591K = 318\,°C$$

El punto real de salida del compresor, **2**, lo determinaremos a partir del rendimiento isentrópico del compresor:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\eta_{iC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iC}} \equiv T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{iC}}$$

$$T_2 = 298 + \frac{591 - 298}{0{,}75} = 689K = 416\,°C$$

Usando la misma metodología calcularemos las temperaturas de los puntos 5 y 5s. Previamente debemos de determinar la presión hasta la que expandirá el aire en la primera etapa de turbinado. La relación de presiones que proporciona mayor rendimiento cuando hay una compresión ó expansión en dos etapas, es la media geométrica de las presiones inicial y final, es decir, aquella que cumple la relación:

$$P_i = \sqrt{P_1 \cdot P_2} = P_1 \cdot \sqrt{r_C} = 101 \cdot \sqrt{11} = 335\,kPa$$

$$P \cdot v = R_{aire} \cdot T \quad y \quad P_2 \cdot v_4^{\gamma} = P_i \cdot v_{5s}^{\gamma} = cte$$

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{5s} = T_4 \Big/ \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (1200 + 273) \Big/ \left(\frac{101 \cdot 11}{335}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 1046K$$

$$= 773\,°C$$

La salida real de la primera etapa de turbinado será:

$$\eta_{iT} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \rightarrow h_5 = h_4 - \eta_{iT} \cdot (h_4 - h_{5s}) \equiv T_5 = T_4 - \eta_{iT} \cdot (T_4 - T_{5s}) =$$

$$T_5 = 1.200 - 0{,}9 \cdot (1.200 - 773) = 816\,°C = 1.089\,K$$

La temperatura del punto 6 será: $T_6 = T_4 \cdot 0{,}8 = 1.200 \cdot 0{,}8 = 960$ °C = 1.233 K

La temperatura de salida isentrópica y la real de la segunda etapa de expansión es:

$$\frac{T_6}{T_{7s}} = \left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{7s} = T_6 \Big/ \left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (1233) \Big/ \left(\frac{335}{101}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 875K = 602\,°C$$

La salida real de la primera etapa de turbinado será:

$$T_7 = T_6 - \eta_{iT} \cdot (T_6 - T_{7s}) = 1.233 - 0{,}9 \cdot (1.233 - 875) = 910\,K = 638\,°C$$

Puesto que T7 es mayor que T2, es posible colocar el intercambiador regenerador:

$$\varepsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_7 - h_2} \rightarrow h_3 = h_2 - \varepsilon \cdot (h_7 - h_2) \equiv T_3 = T_2 - \varepsilon \cdot (T_7 - T_2)$$

$$T_3 = 416 + 0{,}75 \cdot (638 - 416) = 582\,°C = 855\,K$$

El balance energético en el regenerador permitirá determinar la temperatura del punto 8:

$$T_7 - T_8 = T_3 - T_2 \rightarrow T_8 = 638 - 582 + 416 = 472\,°C$$

$$w_{util} = w_{T1} + w_{T2} - w_C = cp \cdot (T_4 - T_5 + T_6 - T_7 - T_2 + T_1) =$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$= 1{,}1 \cdot (1.200 - 815 + 960 - 638 - 416 + 298) = 777{,}7 - 130 = 648$ kJ/kg

El caudal de aire: $\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{W}_u}{w_u} = \frac{15.000}{648} = 23{,}15 \frac{kg}{s}$

$q_{abs} = q_{abs1} + q_{abs2} = cp \cdot (T_4 - T_3 + T_6 - T_5) =$

$= 1{,}1 \cdot (1.200 - 582 + 960 - 816) = 838$ kJ/kg

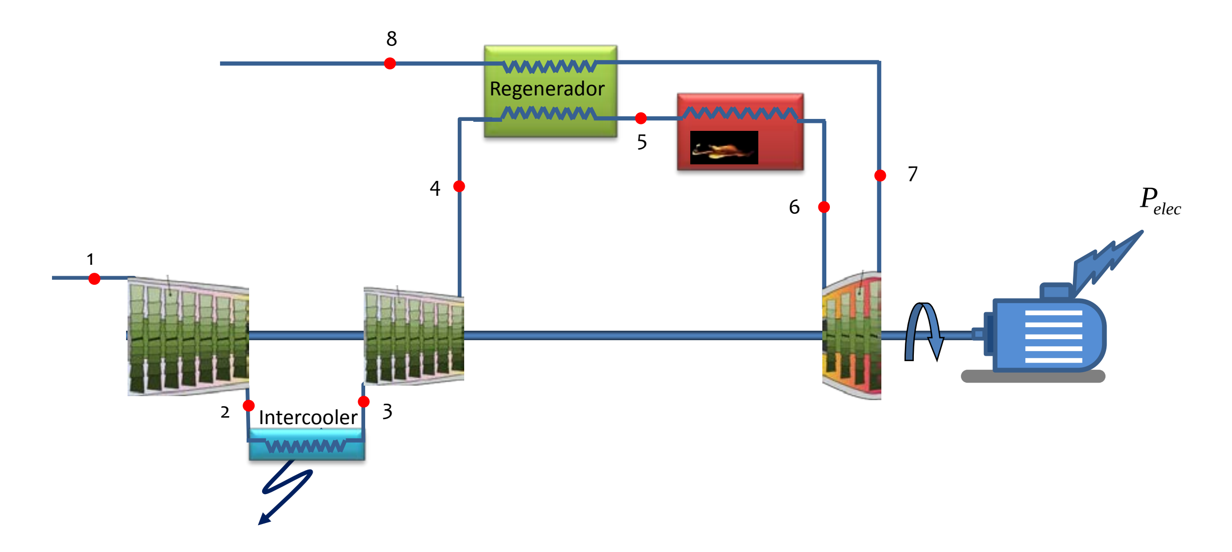
El rendimiento del ciclo:

$$\eta_{CB} = \frac{w_u}{q_{abs}} = \frac{648}{838} = 0{,}77$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 4

En el esquema de la figura, la primera etapa de compresión aspira aire en condiciones ambiente de temperatura y presión: 17 °C y 1 bar, respectivamente. El ratio de compresión total es de 7, y la temperatura de entrada a la etapa de turbinado de 1100 °C.



Suponiendo que el fluido de trabajo es aire en todas las etapas, determinar en estas condiciones:

- **El caudal de aire que debe trasegar la turbina para generar una potencia eléctrica de 5MWe.**
- **El rendimiento del ciclo termodinámico**
- **La cantidad de calor que debe comunicarse en la cámara de combustión.**

Datos adicionales:

- **Rendimiento isentrópico de la turbina: 87%**
- **Rendimiento isentrópico de ambos compresores: 89%**
- **Rendimiento mecánico eléctrico en la etapa de turbinado: 93%**
- **Rendimiento en la cámara de combustión: 97%**
- **Eficiencia del intercambiador de regeneración: 77%**
- **Temperatura de salida del intercooler: 20 grados por encima de la temperatura ambiente**
- **Suponer valores constantes para Cp = 1,05 kJ/kgK y γ = 1,4**

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Puesto que estamos tratando con un ciclo de aire estándar, el fluido de trabajo se considerará con comportamiento de gas perfecto, siendo aplicable la ecuación de estado de los gases perfectos y la igualdad h = cp · T.

Además, tomaremos como valores para c_P y γ, 1,05kJ/kgK y 1,4 respectivamente.

Dado que la compresión se realiza en dos etapas con un enfriamiento entre etapas, tendremos tres presiones en el ciclo:

$p_1 = 1bar = 100\ kPa$

$p_4 = p_1 \cdot r_c = 700kPa$

La presión intermedia la calcularemos a partir de la expresión que nos da el valor óptimo en estos casos:

$$p_2 = \sqrt{p_1 \cdot p_4} = 265\ kPa$$

Por lo tanto, el punto isentrópico de descarga del primer compresor, **2s**, lo determinaremos combinando las ecuaciones $P \cdot v = R_{aire} \cdot T$ y $P_1 \cdot v_1^{\gamma} = P_2 \cdot v_2^{\gamma} = cte$, de esta forma obtenemos que:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{2s} = (17 + 273) \cdot \left(\frac{265}{100}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 383K = 110\ °C$$

El punto real de salida del primer compresor, **2**, lo determinaremos a partir del rendimiento isentrópico del compresor:

$$\eta_{iC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iC}} \equiv T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{iC}}$$

$$T_2 = 290 + \frac{383 - 290}{0,89} = 394\ K = 121\ °C$$

En el intercooler, el aire es enfriado desde el estado 2 al **3**, utilizando para ello aire ambiente. La temperatura de 3 es 20 °C superior a la ambiente, por lo tanto, T_3 = 20 + 17 = 37 °C = 310 K

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El punto de descarga isentrópico de la segunda etapa de compresión, **4s**, tendrá una temperatura de

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{4s} = 310 \cdot \left(\frac{700}{265}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 409\,K = 136\,°C$$

El punto real de salida del segundo compresor, 4, lo determinaremos a partir del rendimiento isentrópico del compresor:

$$T_4 = T_3 + \frac{T_{4s} - T_3}{\eta_{iC}}$$

$$T_4 = 310 + \frac{409 - 310}{0,89} = 422\,K = 149\,°C$$

Una vez calculada las etapas de compresión, pasamos a determinar la etapa de turbinado. Para ello usaremos la misma metodología que en los puntos 1 a 4. Dado que T6 = 1100 °C

$$\frac{T_6}{T_{7s}} = \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{7s} = {T_6}\Big/{\left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1100 + 273}{\left(\frac{100 \cdot 7}{100}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 787\,K = 514\,°C$$

La salida real de la etapa de turbinado será:

$$\eta_{iT} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \rightarrow h_7 = h_6 - \eta_{iT} \cdot (h_6 - h_{7s}) \equiv T_7 = T_6 - \eta_{iT} \cdot (T_6 - T_{7s})$$

$$T_7 = 1373 - 0,87 \cdot (1373 - 787) = 864\,K = 590\,°C$$

Puesto que T7 es mayor que T4, es posible colocar el intercambiador regenerador:

$$\varepsilon = \frac{h_5 - h_4}{h_7 - h_4} \rightarrow h_5 = h_4 + \varepsilon \cdot (h_7 - h_4) \equiv T_5 = T_4 + \varepsilon \cdot (T_7 - T_4)$$

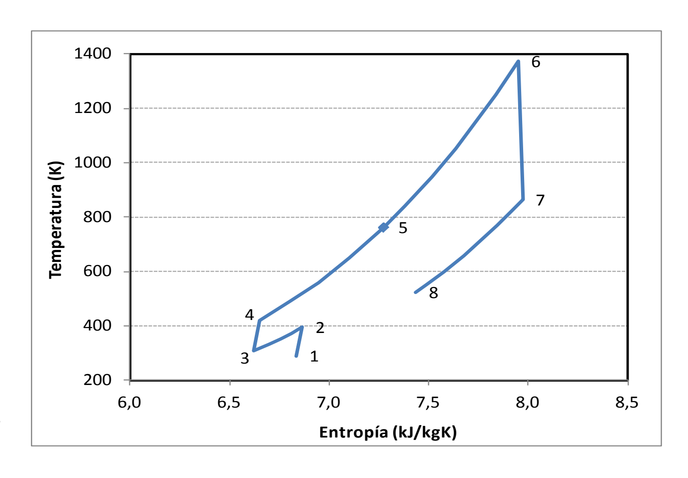
$$T_5 = 422 + 0,77 \cdot (864 - 422) = 762K = 489\,°C$$

El balance energético en el regenerador permitirá determinar la temperatura del punto 8:

$$\dot{m}_{aire} \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{aire} \cdot (h_7 - h_8)$$

$T_7 - T_8 = T_5 - T_4 \rightarrow T_8 = 864 - (762 - 422) = 523\text{ K} = 250\text{ °C}$

El ciclo termodinámico resultante se



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

muestra en la figura contigua:

Una vez Una vez calculado el ciclo pasamos a determinar los trabajos específicos de compresión y turbinado, así como el trabajo específico útil resultante:

$w_{C1} = c_p \cdot (T_2 - T_1) = 1{,}05 \cdot (394 - 290) = 109{,}6$ kJ/kg

$w_{C2} = c_p \cdot (T_4 - T_3) = 1{,}05 \cdot (422 - 310) = 117{,}2$ kJ/kg

$w_{T} = c_p \cdot (T_6 - T_7) = 1{,}05 \cdot (1373 - 864) = 535$ kJ/kg

$w_{útil} = w_T - w_{C1} - w_{C2} = 308{,}1$ kJ/kg

Con estos datos, el caudal másico de aire se podrá calcular a partir de la potencia eléctrica, con la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{P_e}{w_u \cdot \eta_{me}} = \frac{5.000}{308{,}1 \cdot 0{,}93} = 17{,}45 \frac{kg}{s}$$

El calor absorbido en la cámara de combustión tiene un valor de:

$$q_{abs} = cp \cdot (T_6 - T_5) = 1{,}05 \cdot (1373 - 762) = 611 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{aire} \cdot q_{abs} = 17{,}45 \cdot 611 = 10.662\ kW$$

El calor a aportar a la turbina de gas, ser de:

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\eta_{c,comb}} = \frac{10.662}{0{,}97} = 11.544\ kW$$

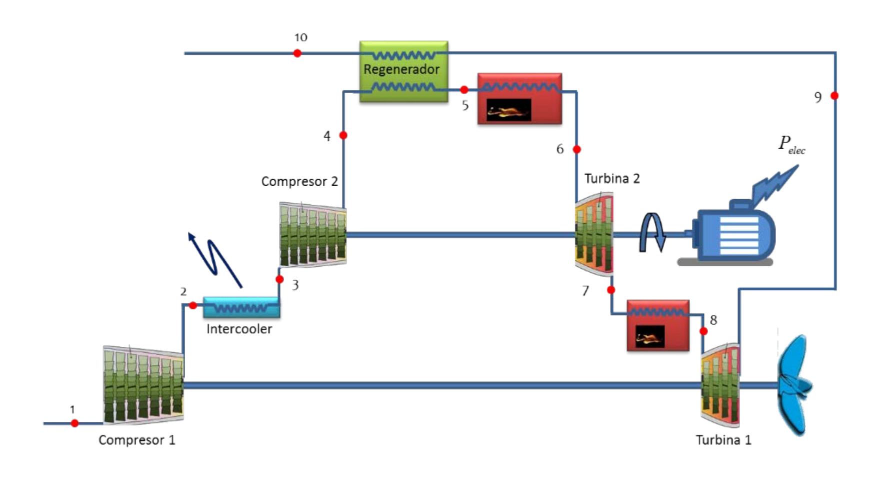
El rendimiento del ciclo termodinámico será:

$$\eta_{CB} = \frac{w_u}{q_{abs}} = \frac{308{,}1}{611} = 0{,}5041$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 5

La instalación de turbina de gas de la figura consta de dos ejes en paralelo, uno para generar la electricidad necesaria de alimentación al barco (1.100kWe) y otro para la propulsión del mismo (2.000 kW)



Los datos de partida son:

- γ = 1,37; R_{aire} = 0,287 kJ/kgK
- Condiciones ambientales: 28 °C, y 1 bar
- Temperatura del mar: 18 °C
- Relación de compresión máxima: 11
- Temperatura de entrada a la turbina 2: 800 °C
- Eficiencias de los intercambiadores internos al ciclo: 85% (Intercooler y regenerador)
- Rendimiento isentrópico de los compresores: 92%
- Rendimiento isentrópico de las turbinas 1 y 2: 80% y 85% respectivamente
- Rendimiento mecánico eléctrico del alternador: 97%
- Rendimiento mecánico de accionamiento de la hélice: 98%
- Se desprecian las pérdidas de carga

En estas condiciones determinar:

- Esquema del ciclo,
- Estados termodinámicos y caudal de aire que circula por la turbina
- Temperatura de entrada a la Turbina 1
- Rendimiento del ciclo

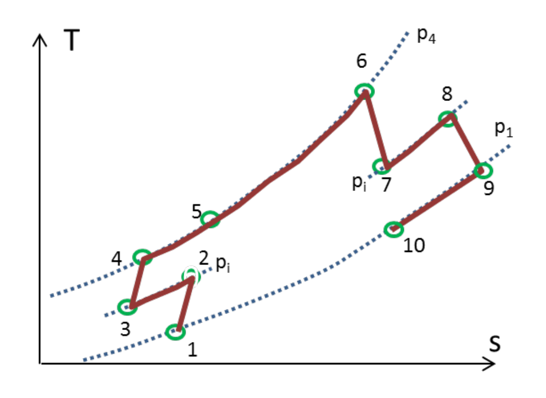
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Vamos a considerar un ciclo estándar de aire, con un valor constante del coeficiente adiabático igual a 1,37 (según dato de enunciado), por lo tanto, el valor del calor específico también será constante e igual a:

$$\gamma = \frac{c_P(T)}{c_P(T) - R_{aire}} \rightarrow c_p = \frac{\gamma \cdot R_{aire}}{\gamma - 1} = \frac{1{,}37 \cdot 0{,}287}{1{,}37 - 1} = 1{,}063 \frac{kJ}{kgK}$$

El ciclo tendrá tres niveles de presión, con un escalonamiento en la etapa de compresión y otro en la de turbinado. El ciclo tiene intercambiador de regeneración para recuperar el nivel energético del fluido a la descarga de la turbina 1. Entre etapas de compresión presenta un intercambiador para enfriar la descarga del compresor 1, utilizando el agua de mar como fluido frío. Finalmente, entre etapas de turbinado presenta una etapa de calentamiento del fluido que descarga la turbina 2. En consecuencia, el esquema del ciclo es el siguiente:



El valor de las presiones de trabajo en el ciclo será:

- *p₁ = 1bar = 100 kPa*
- p_4 = p1 · rmax. = 1.100 kPa
- $p_i = \sqrt{p_1 \cdot p_4} = 331{,}7\ kPa$

Vamos a calcular a continuación los estados termodinámicos del ciclo, así como el caudal de aire utilizado:

- Aspiración compresor 1: $\mathbf{p_1 = 1bar}$; $\mathbf{T_1}$ = $T_{amb.}$ = 28 + 273,15 = **301,15 K**
- Descarga del compresor 1: $p_2 = p_i$ = 331,7 kPa

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{2s} = 301{,}15 \cdot \left(\frac{331{,}7}{100}\right)^{\frac{1{,}37-1}{1{,}37}} = 416{,}3\ K = 143{,}15\ °C$$

$$\eta_{iC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iC}} \equiv T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{iC}}$$

$$\boldsymbol{T_2} = 301{,}15 + \frac{416{,}3 - 301{,}15}{0{,}92} = \mathbf{426{,}3\ K} = 153{,}15\ °C$$

- Aspiración del compresor 2: En el intercooler, el aire es enfriado utilizando el agua de mar. Dado que no nos dan datos para calcular qué fluido tiene menor capacidad térmica, suponemos que es el aire, puesto que se trata de un gas y su capacidad es mucho menor que la de un líquido.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\varepsilon_{intercooler} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_{mar}} \rightarrow T_3 = T_2 - \varepsilon \cdot (T_2 - T_{mar})$$

$$\boldsymbol{T_3} = 426{,}3 - 0{,}850 \cdot (426{,}3 - 291{,}15) = \mathbf{311{,}4\ K}$$

p_3 = p_i = **331,7 kPa**

- Descarga del compresor 2:

p_4 = $p_1 \cdot r_{max}$ = **1.100 kPa**

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{4s} = 311{,}4 \cdot \left(\frac{1.100}{331{,}7}\right)^{\frac{1{,}37-1}{1{,}37}} = 430{,}5\ K = 157{,}35\ °C$$

$$T_4 = T_3 + \frac{T_{4s} - T_3}{\eta_{iC}}$$

$$\boldsymbol{T_4} = 311{,}4 + \frac{430{,}5 - 311{,}4}{0{,}92} = \mathbf{440{,}9\ K} = \mathbf{167{,}75}\ °C$$

- Entrada en la turbina 2

p_6 = $p_1 \cdot r_{max}$ = **1.100 kPa ; T_6 =** 800 °C **= 1.073,15 K**

- Descarga de la turbina 2

$$\frac{T_6}{T_{7s}} = \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{7s} = T_6 \Big/ \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{1.073{,}15}{\left(\frac{1.100}{331{,}7}\right)^{\frac{1{,}37-1}{1{,}37}}} = 776{,}3\ K = 503{,}15\ °C$$

$$\eta_{iT} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \rightarrow h_7 = h_6 - \eta_{iT} \cdot (h_6 - h_{7s}) \equiv T_7 = T_6 - \eta_{iT} \cdot (T_6 - T_{7s})$$

$$\boldsymbol{T_7} = 1.073 - 0{,}85 \cdot (1073 - 776{,}3) = \mathbf{820{,}8\ K} = \mathbf{547{,}65}\ °C$$

p_7 = p_i = **331,7 kPa**

Llegados a este punto podemos determinar el caudal de aire utilizando el dato de la potencia eléctrica generada:

$$P_e = \dot{m}_{aire} \cdot w_u \cdot \eta_{me} \rightarrow \dot{m}_{aire} = \frac{P_e}{w_{u,T2} \cdot \eta_{me}}$$

Vamos a determinar el trabajo útil específico:

$$w_{u,T2} = w_{T2} - w_{C2} = c_p \cdot (T_6 - T_7) - c_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$w_{u,T2} = 1{,}063 \cdot (1073{,}15 - 820{,}8) - 1{,}063 \cdot (440{,}9 - 311{,}4) = 268{,}25 - 137{,}66 = 130{,}6\ \frac{kJ}{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{m}_{aire} = \frac{P_e}{w_{u,T2} \cdot \eta_{me}} = \frac{1.100}{130{,}6 \cdot 0{,}97} = 8{,}68\ \frac{kg}{s}$$

Para poder determinar el estado termodinámico a la entrada y salida de la turbina 1, plantearemos un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas: T_8, T_{9s}, T_9.

I) $$\frac{T_8}{T_{9s}} = \left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{9s} = T_8 \Big/ \left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

II) $$T_9 = T_8 - \eta_{iT} \cdot (T_8 - T_{9s}) = T_8 \cdot [1 - 0{,}8 \cdot (1 - 0{,}7234)]$$

III) $$\dot{W}_{hélice} = \dot{m}_{aire} \cdot w_u \cdot \eta_m = \dot{m}_{aire} \cdot (w_{T2} - w_{C2}) \cdot \eta_m =$$

$$= \dot{m}_{aire} \cdot c_p \cdot [(T_2 - T_1) - (T_8 - T_9)] \cdot \eta_m$$

T9 = 1.127 K = 854 °C ; T9s = 1.065 K = 792 °C ; T8 = 1473 K = 1.200 °C

Para completar el cálculo del ciclo quedan por determinar los puntos de salida del fluido frío y caliente del regenerador, puntos 5 y 10.

En primer lugar, trabajaremos con la expresión de la eficiencia de este intercambiador, sabiendo que en esta situación y a igual caudal másico en ambos fluidos, es el fluido frío el de menor capacidad térmica, por lo tanto:

$$\varepsilon = \frac{C_{min} \cdot (T_5 - T_4)}{C_{min} \cdot (T_9 - T_4)} \rightarrow T_5 = T_4 + \varepsilon \cdot (T_9 - T_4)$$

$$\boldsymbol{T_5} = 440{,}9 + 0{,}85 \cdot (1142 - 440{,}9) = \mathbf{1024\ K} = 751\ °C$$

p_5 = p_4 = **1.100 kPa**

Realizando un balance energético en el intercambiador, obtendremos la temperatura del punto 10:

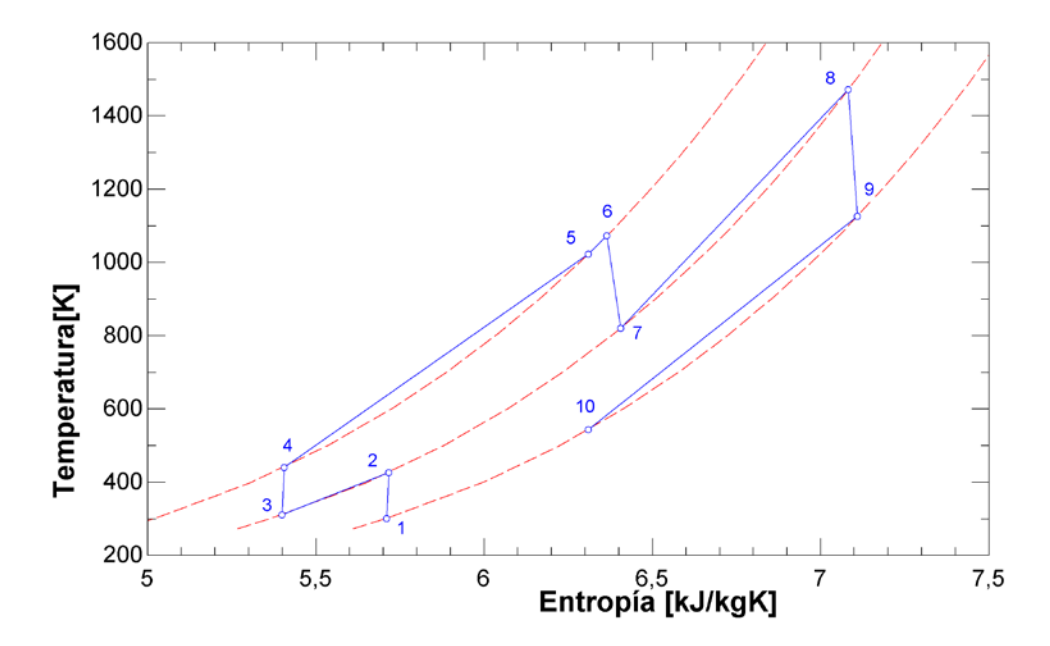
$$\dot{m}_{aire} \cdot c_p \cdot (T_5 - T_4) = \dot{m}_{aire} \cdot c_p \cdot (T_9 - T_{10})$$

$T_{10} = T_9 - (T_5 - T_4) \rightarrow$ **T_{10}** = 1127 – (1024 – 440,9) = **543,7 K** = 270,5 °C

p_{10} = p_1 = **100 kPa**

El diagrama T – s del ciclo queda de la siguiente manera:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Para determinar el rendimiento del ciclo deberemos de conocer el trabajo útil en cada etapa de turbinado y el calor absorbido en cada etapa de calentamiento:

$$\boldsymbol{\eta_{CB}} = \frac{w_{u,T1} + w_{u,T2}}{q_{abs,1} + q_{abs,2}} = \frac{234{,}77 + 130{,}5}{52{,}24 + 693{,}3} = \mathbf{0{,}49}$$

$w_{C1} = c_p \cdot (T_2 - T_1) = 1{,}063 \cdot (426{,}3 - 301{,}15) = 133{,}03$ kJ/kg

$w_{C2} = c_p \cdot (T_4 - T_3) = 1{,}063 \cdot (440{,}9 - 311{,}4) = 137{,}7$ kJ/kg

$w_{T,1} = c_p \cdot (T_8 - T_9) = 1{,}063 \cdot (1473 - 1127) = 367{,}8$ kJ/kg

$w_{T,2} = c_p \cdot (T_6 - T_7) = 1{,}063 \cdot (1073{,}15 - 820{,}8) = 268{,}2$ kJ/kg

$w_{útil,T1} = w_{T1} - w_{C1} = 234{,}77$

$w_{útil,T2} = w_{T2} - w_{C2} = 130{,}5$ kJ/kg

$q_{abs,1} = c_p \cdot (T_6 - T_5) = 1{,}063 \cdot (1.073.15 - 1024) = 52{,}24$ kJ/kg

$q_{abs,2} = c_p \cdot (T_8 - T_7) = 1{,}063 \cdot (1473 - 820{,}8) = 693{,}3$ kJ/kg

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 6

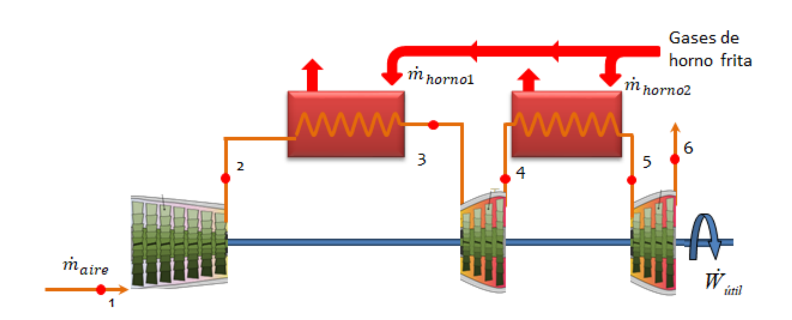
Una turbina de gas que opera con una relación de compresión de 10, aprovecha los gases de combustión que se generan en un horno de fritas para absorber calor de ellos. La turbina tiene una etapa de recalentamiento, y para el estudio inicial se considera que opera según un ciclo Brayton de aire estándar.

Teniendo en cuenta que las condiciones de aspiración consideradas son: $p_1 = p_{atm}$ y $T_1 = 20$ °C; y que las condiciones de los gases de combustión son: caudal 700 m^3/s, temperatura 1.000 °C, presión 110 kPa y $c_{p,gc} = 1{,}18$ kJ/kg, estimar:

- **la potencia mecánica útil que podemos obtener y**
- **el rendimiento termodinámico del ciclo.**

Los datos a considerar son:

- **$\gamma = 1{,}38$; $R_{aire} = 0{,}287$ kJ/kgK≈ R_{gc}**
- **Eficiencias de los intercambiadores que actúan como cámaras de combustión: 80%**
- **Rendimiento isentrópico del compresor: 92%**
- **Rendimiento isentrópico de las turbinas de alta y baja temperatura: 80% y 85%**
- **Temperatura de salida de los gases del horno en ambos intercambiadores: 200 °C**
- **Se desprecian las pérdidas de carga en los intercambiadores**
- **Considerar que caudal de gases de combustión que va a la turbina de alta temperatura es el 60% del total.**
- **Considerar que el fluido que trasiega la turbina es el de menor capacidad térmica en todos los procesos de intercambio de calor.**



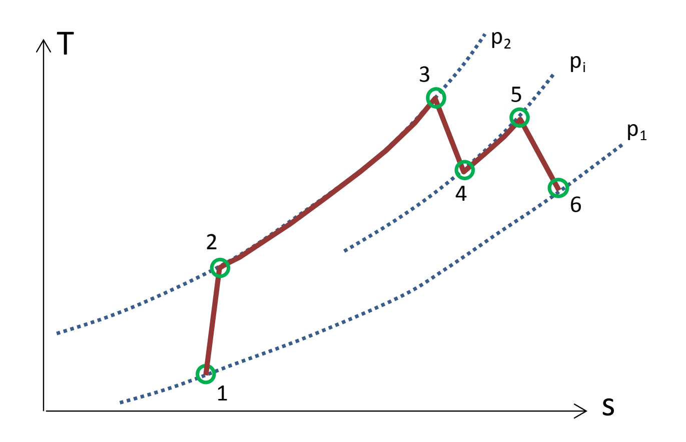
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

En primer lugar, dado que se trata de un ciclo estándar de aire, con un valor constante del coeficiente adiabático igual a 1,38 , el valor del calor específico también será constante e igual a:

$$\gamma = \frac{c_P(T)}{c_P(T) - R_{aire}} \rightarrow c_p = \frac{\gamma \cdot R_{aire}}{\gamma - 1} = \frac{1{,}38 \cdot 0{,}287}{1{,}38 - 1} = 1{,}042 \frac{kJ}{kgK}$$

Se trata de un ciclo con una etapa de recalentamiento, por lo que tendrá las etapas mostradas en la figura inferior. Las dos etapas de absorción de calor (2 – 3 y 4 – 5) se realizarán mediante un intercambio térmico con los gases de escape que provienen del horno según el esquema del enunciado.



El valor de las presiones de trabajo en el ciclo será:

- $p_1 = p_{atm} = 1bar = 100\ kPa$
- p_2 = p1 · r_c = 1.000 kPa
- $p_i = \sqrt{p_1 \cdot p_2} = 316{,}23\ kPa$

Vamos a calcular, a continuación, los estados termodinámicos del ciclo.

- Punto 1. Aspiración compresor 1: **p_1 = 1bar ; T_1** = $T_{amb.}$ = 20 + 273,15 = **293,15K**
- Punto 2. Descarga del compresor 1: $p_2 = p_i$ = 331,7 kPa

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{2s} = 293{,}15 \cdot \left(\frac{1.000}{100}\right)^{\frac{1{,}38-1}{1{,}38}} = 552{,}6\ K = 279{,}5\ °C$$

$$\eta_{iC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iC}} \equiv T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{iC}}$$

$$\boldsymbol{T_2} = 293{,}15 + \frac{552{,}65 - 293{,}15}{0{,}92} = \mathbf{575{,}2\ K} = 302\ °C$$

- Punto 3. Entrada a la etapa de turbinado a alta presión. Para calcular la temperatura del punto 3 debemos recurrir a la expresión de la eficiencia.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\varepsilon_{2-3} = \frac{T_3 - T_2}{T_{horno} - T_2} \rightarrow T_3 = T_2 + \varepsilon_{2-3} \cdot (T_{horno} - T_2)$$

$$\boldsymbol{T_3} = 575{,}2 + 0{,}80 \cdot (1.273{,}15 - 575{,}2) = \mathbf{1.133{,}6\ K} = \mathbf{860{,}4}\ ^{\circ}\mathrm{C}$$

p2 = 1.000 kPa

- Punto 4. Descarga de la primera etapa de turbinado

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{4s} = T_3 \Big/ \left(\frac{p_2}{p_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{1.133{,}6}{\left(\frac{1.000}{316{,}23}\right)^{\frac{1{,}38-1}{1{,}38}}} = 825{,}6\ K = 552{,}5\ ^{\circ}C$$

$$\eta_{iTAP} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{iT,AP} \cdot (h_3 - h_{4s}) \equiv T_4 = T_3 - \eta_{iT,AP} \cdot (T_3 - T_{4s})$$

$$\boldsymbol{T_4} = 1.133{,}6 - 0{,}80 \cdot (1.133{,}6 - 825{,}6) = \mathbf{887{,}2\ K} = \mathbf{614{,}05\ ^{\circ}C}$$

p4 = pi = **331,7 kPa**

- Punto 5. Entrada a la turbina de baja presión. La forma de proceder es igual a la que se ha realizado con el punto 3. Para calcular la temperatura del punto 5 debemos recurrir a la expresión de la eficiencia.

$$\varepsilon_{4-5} = \frac{T_4 - T_5}{T_{horno} - T_4} \rightarrow T_5 = T_4 + \varepsilon_{4-5} \cdot (T_{horno} - T_4)$$

$$\boldsymbol{T_5} = 887{,}2 + 0{,}80 \cdot (1.273{,}15 - 887{,}2) = \mathbf{1.196\ K} = \mathbf{923\ ^{\circ}C}$$

p5 = 1.000 kPa

- Punto 6. Descarga de la segunda etapa de turbinado

$$\frac{T_5}{T_{6s}} = \left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{6s} = T_5 \Big/ \left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{1.196}{\left(\frac{331{,}7}{100}\right)^{\frac{1{,}38-1}{1{,}38}}} = 859{,}7\ K = 552{,}5\ ^{\circ}C$$

$$\eta_{iTBP} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \rightarrow h_6 = h_5 - \eta_{iT,BP} \cdot (h_5 - h_{6s}) \equiv T_6 = T_5 - \eta_{iT,BP} \cdot (T_5 - T_{6s})$$

$$\boldsymbol{T_6} = 1.196 - 0{,}85 \cdot (1.196 - 860) = \mathbf{910{,}4\ K} = \mathbf{637{,}25\ ^{\circ}C}$$

p6 = p1 = **100 kPa**

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Para determinar el caudal trasegado por la turbina, se realizan balances energéticos en los dos intercambiadores que hacen de cámaras de combustión y un balance másico en los gases del horno.

$$\dot{Q}_{cc,2-3} = \dot{Q}_{horno1}$$

$$\dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_3 - T_2) = \dot{m}_{horno1} \cdot c_{p,gc} \cdot \left(T_{horno,e} - T_{horno,s}\right)$$

$$\dot{Q}_{cc,4-5} = \dot{Q}_{horno2}$$

$$\dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_5 - T_4) = \dot{m}_{horno2} \cdot c_{p,gc} \cdot \left(T_{horno,e} - T_{horno,s}\right)$$

$$\dot{m}_{horno} = \dot{m}_{horno1} + \dot{m}_{horno2}$$

El caudal másico de gases del horno se podrá obtener a partir del caudal volumétrico y la densidad. Dado que son gases de una combustión podremos considerarlos como una mezcla de gases ideales, por lo tanto:

$$\dot{m}_{horno} = \rho_{horno} \cdot \dot{V}_{horno} = \frac{P}{R_{gc} \cdot T_{horno,e}} \cdot \dot{V}_{horno} = \frac{110}{0{,}287 \cdot 1273{,}15} \cdot 700$$

$$\dot{m}_{horno} = 0{,}301 \cdot 700 = 210{,}7\,\frac{kg}{s}$$

Tenemos de esta manera un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, que al resolverlo, obtenemos:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{horno1} = 135{,}7\,\frac{kg}{s}} \quad ; \quad \boldsymbol{\dot{m}_{horno2} = 75{,}03\,\frac{kg}{s}} \quad ; \quad \boldsymbol{\dot{m}_{aire} = 220{,}1\,\frac{kg}{s}}$$

La potencia útil desarrollada en la turbina la determinaremos calculado primero las potencias mecánicas que absorbe el compresor y que rinden las dos turbinas:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_2 - T_1) = 220{,}1 \cdot 1{,}042 \cdot (575{,}2 - 293{,}15) = 64.686\,kW$$

$$\dot{W}_{T1} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_3 - T_4) = 220{,}1 \cdot 1{,}042 \cdot (1.133{,}6 - 887{,}2) = 56.510\,kW$$

$$\dot{W}_{T2} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_5 - T_6) = 220{,}1 \cdot 1{,}042 \cdot (1.196 - 910{,}4) = 65.501 kW$$

$$\boldsymbol{\dot{W}_{útil}} = \dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2} - \dot{W}_c = \boldsymbol{57.325\,kW}$$

$$\dot{Q}_{cc1} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_3 - T_2) = 220{,}1 \cdot 1{,}042 \cdot (1.133{,}6 - 575{,}2) = 128.062\,kW$$

$$\dot{Q}_{cc2} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_5 - T_4) = 220{,}1 \cdot 1{,}042 \cdot (1.196 - 887{,}2) = 70.821\,kW$$

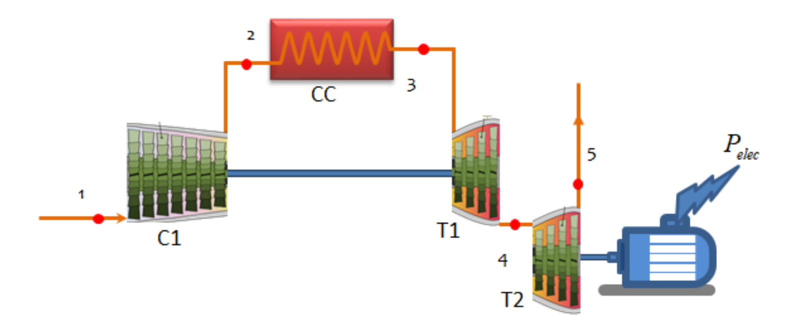
$$\boldsymbol{\dot{Q}_{abs}} = \dot{Q}_{cc1} + \dot{Q}_{cc2} = \boldsymbol{198.884\,kW}$$

$$\boldsymbol{\eta_{ciclo}} = \frac{\dot{W}_{útil}}{\dot{Q}_{abs}} = \frac{57.325}{198.884} = \boldsymbol{0{,}288}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 7

Con el esquema mostrado en la figura, se está diseñando una turbina de gas para generar una potencia eléctrica de 6,5 MW.



Como primera aproximación se va a realizar el estudio considerando que la turbina opera según un ciclo Brayton con aire como fluido de trabajo que se comporta como gas perfecto.

Los datos de diseño a considerar son:

Temperatura ambiente 32°C

Temperatura a la salida de la cámara de combustión de 950°C

Relación de compresión → rc = 12

R_{aire} = 0,287 kJ/kgK y cp = 1,13 kJ/KgK

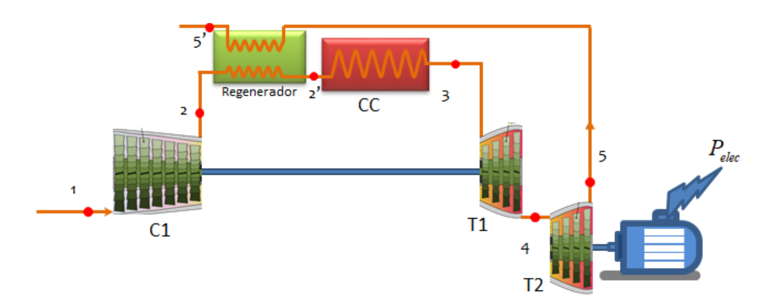
Rendimiento isentrópico del compresor: 92%

Rendimiento isentrópico de las turbinas de alta y baja temperatura: 80% y 85%

Rendimiento mecánico eléctrico: 95%

Se pide determinar: temperaturas y rendimiento del ciclo, el caudal másico de aire, relaciones de presión en las dos etapas de turbinado.

SI quiere mejorarse el rendimiento del ciclo en un 20% mediante la instalación de un intercambiador de regeneración, cuál sería la eficiencia de dicho intercambiador.

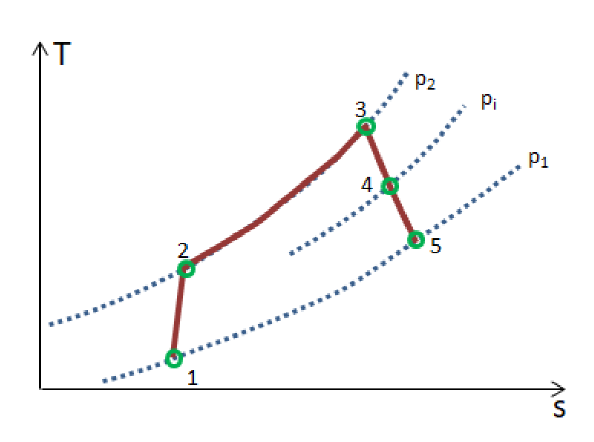


Considerar que se mantiene la misma temperatura de entrada a la turbina 1, y que se debe producir la misma potencia eléctrica

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Se trata de un ciclo con una etapa de compresión que es activada por una etapa de turbinado, por lo tanto, todo el trabajo obtenido en la expansión de la turbina T1 es invertido en mover el compresor C1. La potencia mecánica obtenida en la turbina T2, es la útil del ciclo y se invierte en generar los 6,5 MW_e



En primer lugar, dado que se trata de un ciclo estándar de aire, con un valor promedio del calor específico de 1,13 kJ/kgK. En estas condiciones del coeficiente adiabático de los procesos de compresión y expansión será:

$$\gamma = \frac{c_P(T)}{c_P(T) - R_{aire}} = \frac{1{,}13}{1{,}13 - 0{,}287} = 1{,}34$$

Vamos a calcular a continuación las temperaturas de los distintos estados termodinámicos del ciclo.

- Punto 1.**T_1** = 32 + 273,15 = **305,15 K**
-
- Punto 2. Descarga del compresor 1:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{2s} = 303{,}15 \cdot (12)^{\frac{1{,}34-1}{1{,}34}} = 573{,}2\,K = 300\,°C$$

$$\eta_{iC1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iC}} \equiv T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{iC}}$$

$$\boldsymbol{T_2} = 305{,}15 + \frac{573{,}2 - 305{,}15}{0{,}92} = \mathbf{596{,}5}\,\boldsymbol{K} = 323\,°C$$

- Punto 3. Entrada a la etapa de turbinado a alta presión. **T_3** = 950 + 273,15 = **1.223,15 K**
- Punto 4: descarga de la turbina de alta temperatura. Para determinar esta temperatura debemos de tener en cuenta la configuración de la turbina de gas, de forma que

$$\dot{W}_{C1} = \dot{W}_{T1}$$

Siendo las expresiones de cada término

$$\dot{W}_{C1} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_2 - T_1)$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{W}_{T1} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_3 - T_4)$$

Al igualar tendremos que: $T_2 - T_1 = T_3 - T_4$

Por lo tanto: $\boldsymbol{T_4} = T_3 - (T_2 - T_1) = 1.223{,}15 - (596{,}5 - 305{,}15) = \mathbf{931{,}7\,K} = 658{,}6\,°C$

Con este valor podemos calcular la temperatura de descarga isentrópica, y a partir de ésta despejar la tasa de expansión:

$$\eta_{iT1} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \rightarrow h_{4s} = h_3 - \frac{(h_3 - h_4)}{\eta_{iT1}} \equiv T_{4s} = T_3 - \frac{(T_3 - T_4)}{\eta_{iT1}}$$

$$T_{4s} = T_3 - \frac{(T_3 - T_4)}{\eta_{iT1}} = 1.223{,}15 - \frac{1.223{,}15 - 931{,}7}{0{,}80} = 858{,}9\,K$$

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = (r_{T1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow \boldsymbol{r_{T1}} = \left(\frac{T_3}{T_{4s}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{1.223{,}15}{858{,}9}\right)^{\frac{1{,}34}{0{,}34}} = \mathbf{4{,}03}$$

Conocido el ratio de compresión y el de expansión en la turbina 1, dado que la presión de descarga de la primera turbina es igual a la presión de admisión a la segunda turbina, podemos determinar el de la segunda etapa de turbinado:

$$r_{C1} = r_{T1} \cdot r_{T2} \quad \rightarrow \quad \boldsymbol{r_{T2}} = \frac{r_{C1}}{r_{T1}} = \frac{12}{4{,}03} = \mathbf{2{,}98}$$

- Punto 5: descarga de la turbina de baja temperatura tendremos:

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = (r_{T2})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{5s} = {}^{T_4}\Big/_{(r_{T2})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{942{,}4}{(3{,}47)^{\frac{1{,}34-1}{1{,}34}}} = 706{,}3\,K = 433{,}2\,°C$$

$$\eta_{iT2} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \rightarrow h_5 = h_4 - \eta_{iT2} \cdot (h_4 - h_{5s}) \equiv T_5 = T_4 - \eta_{iT2} \cdot (T_4 - T_{5s})$$

$$\boldsymbol{T_5} = 942{,}4 - 0{,}85 \cdot (942{,}4 - 706{,}3) = \mathbf{740{,}15\,K} = \mathbf{467{,}0\,°C}$$

El caudal de aire lo despejaremos de la expresión que nos permite determinar la potencia eléctrica generada:

$$\eta_{me} = \frac{P_e}{\dot{W}_{T2}} = \frac{P_e}{\dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_4 - T_5)} \rightarrow \dot{m}_{aire} = \frac{P_e}{c_{p,aire} \cdot (T_4 - T_5) \cdot \eta_{me}}$$

$$\boldsymbol{\dot{m}_{aire}} = \frac{6{,}5 \cdot 10^3}{1{,}13 \cdot (931{,}7 - 740{,}15) \cdot 0{,}95} = \mathbf{31{,}6\,\frac{kg}{s}}$$

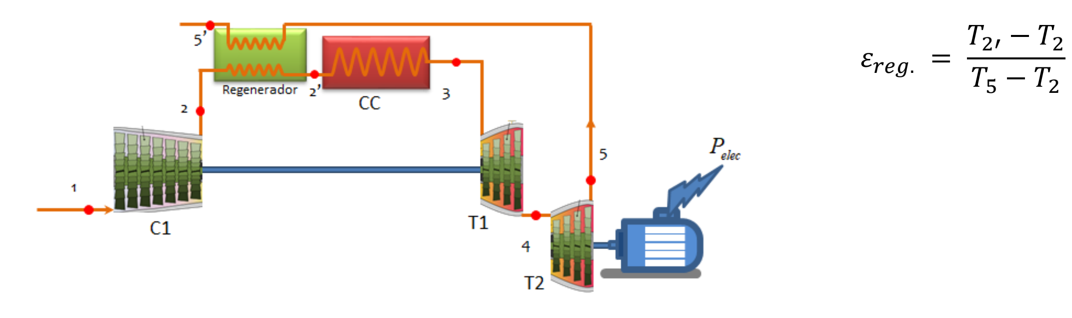
Finalmente, el rendimiento del ciclo será:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{útil}}{\dot{Q}_{abs}} = \frac{\dot{W}_{T2}}{\dot{Q}_{abs}} = \frac{{}^{P_e}/_{\eta_{me}}}{\dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_3 - T_2)}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\boldsymbol{\eta_{ciclo}} = \frac{6.842,1}{31,6 \cdot 1,13 \cdot (1.223,15 - 596,55)} = \frac{6.842,1}{22.376,45} = \mathbf{0,305}$$

La eficiencia del intercambiador de regeneración necesaria para aumentar el rendimiento en un 20% sería:



$$\varepsilon_{reg.} = \frac{T_{2'} - T_2}{T_5 - T_2}$$

El valor de la temperatura $T_{2'}$ sería la única incognita. Este valor lo despejamos de la expresión del rendimiento

$$\eta'_{ciclo} = 0,305 \cdot 1,2 = 0,367$$

$$\eta'_{ciclo} = \frac{P_e/\eta_{me}}{\dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_3 - T_{2'})} \rightarrow T_{2'} = T_3 - \frac{P_e/\eta_{me}}{\dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot \eta'_{ciclo}}$$

$$\boldsymbol{T_{2'}} = 1.223,15 - \frac{6.842,1}{31,6 \cdot 1,13 \cdot 0,367} = \mathbf{701\ K}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon_{reg.}} = \frac{T_{2'} - T_2}{T_5 - T_2} = \frac{701 - 596,5}{740,15 - 596,5} = \mathbf{0,727}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMAS MCIA

Índice

PROBLEMA 1

Un motor de cuatro tiempos y encendido provocado, opera en las siguientes condiciones:

- **Dosado estequiométrico, F_e = 0,068**
- **Dosado relativo, F_R = 1,05**
- **Cilindrada, V_D = 1990 cm^3**
- **Poder calorífico del combustible (PCI): 42.500 kJ/kg_{fuel}**
- **Condiciones de aspiración: p = 1,1 bar, T = 60 °C**
- **Masa de aire aspirada en estas condiciones: 2,55 gramos por ciclo**

Determinar:

a) **Los estados termodinámicos del ciclo de aire equivalente**
b) **El trabajo desarrollado en la expansión de dicho ciclo**
c) **Presión media indicada**
d) **Rendimiento termodinámico de dicho ciclo.**

Datos adicionales:

- **Calor específico del aire a presión constante cp = 1 kJ/kgK**
- **Constante del aire, R_{aire} = 0,287kJ/kgK**
- **Motor de 1 cilindro**

SOLUCIÓN

a) En primer lugar determinamos el valor de coeficiente adiabático y del calor específico a volumen constante a partir de las siguientes relaciones:

$$R_{aire} = c_p - c_v \rightarrow c_v = c_p - R_{aire} = 1 - 0{,}287 = 0{,}713 \ ^{kJ}/_{kgK}$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1}{0{,}73} = 1{,}4$$

El ciclo de aire equivalente o ciclo Otto, tiene cuatro etapas, luego deberemos de determinar los puntos iniciales y finales de cada una de ellas, en total cuatro estados termodinámicos.

1. Aspiración (T1 = 60 °C = 333,15K ; p1 = 1,1bar = 110kPa)

$$p_1 \cdot v_1 = \frac{R \cdot T_1}{PM_{aire}} \quad \rightarrow$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\rightarrow\ v_1 = \frac{R_{aire}\cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287\cdot(333{,}15)}{110} = 0{,}8692\ {m^3}/{kg}$$

2. Inicio absorción de calor

En primer lugar determinaremos el volumen específico de este punto a partir de la cilindrada y el caudal de aire aspirado:

$$v_2 = v_1 - \frac{V_D}{m_a} = 0{,}8692 - \frac{0{,}001990}{0{,}00255} = 0{,}0888\ {m^3}/{kg}$$

En estas condiciones, la relación de compresión volumétrica será:

$$r_{cv} = \frac{v_1}{v_2} = 9{,}79$$

Conocido el volumen específico del punto 2, podemos determinar su presión sabiendo que se trata de un proceso adiabático y reversible:

$$p_1\cdot v_1^{\gamma} = p_2\cdot v_2^{\gamma} \quad\rightarrow\quad p_2 = p_1\cdot\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = p_1\cdot r_{cv}^{\gamma} = 2680{,}4\ kPa$$

La temperatura la calcularemos a partir de la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_2 = \frac{p_2\cdot v_2}{R_{aire}} = 829{,}6\ K$$

3. Inicio etapa de absorción

El volumen específico, no varía durante la etapa de absorción de calor v3 = v2

A partir del calor específico absorbido podremos determinar la temperatura final de esta etapa.

$$F_R = \frac{F}{F_e} \ \rightarrow\ F = F_R\cdot F_e = 1{,}05\ \cdot\ 0{,}068 = 0{,}0714\,\frac{kg_{fuel}}{kg_{aire}}$$

$$q_{abs.} = F\cdot PCI = 0{,}0714\cdot 42.500 = 3.034{,}5\ {kJ}/{kg_{aire}}$$

$$q_{abs.} = c_v\cdot(T_3 - T_2)\ \rightarrow\ T_3 = T_2 + \frac{q_{abs.}}{c_v} = 5.086\ K$$

$$p_3 = \frac{R_{aire}\cdot T_3}{v_3} = 16.431\ kPa$$

4. Final etapa de expansión

El volumen específico, no varía durante la etapa de cesión de calor v4 = v1

El proceso de expansión es adiabático y reversible, por lo tanto, se cumple la relación:

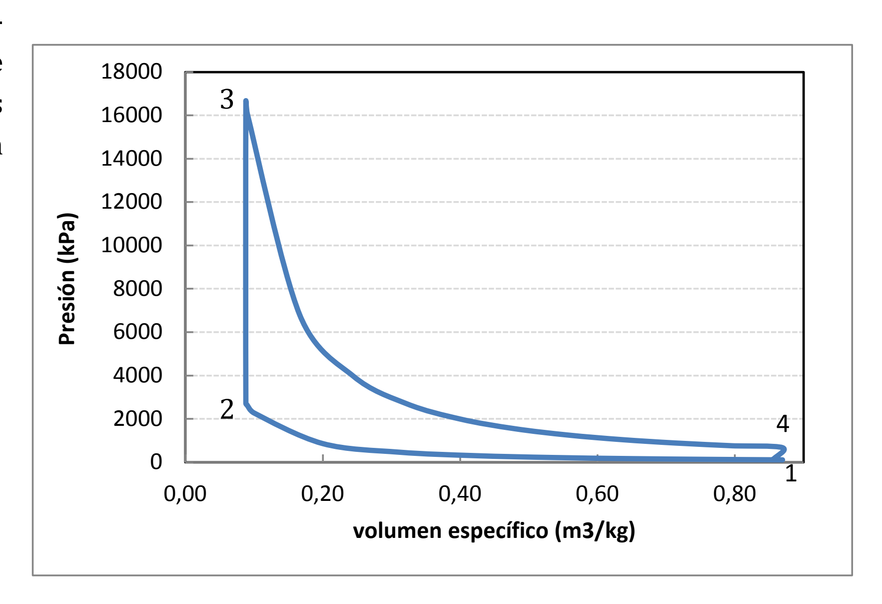
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$p_3 \cdot v_3^{\gamma} = p_4 \cdot v_4^{\gamma} \quad \rightarrow \quad p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma} = p_3 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma} = \frac{p_3}{r_v^{\gamma}} = 674{,}3\ kPa$$

Una vez conocida la presión y el volumen específico, la temperatura la despejaremos de la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R_{aire}} = 2.042\ K$$

El ciclo de aire equivalente que resulta de los cálculos realizados se representa en un diagrama indicador.



b) Trabajo de expansión:

$$w_{exp.} = c_v \cdot (T_3 - T_4) = 0{,}713 \cdot (5.086 - 2.042) = 2.170\ {}^{kJ}/_{kg}$$

c) Presión media indicada

$$pmi_a = \frac{w}{(v_2 - v_1)} = \frac{1.815}{0{,}8692 - 0{,}0888} = 2.326\ kPa$$

$$w = w_{exp.} - w_{comp.} = 2.170 - 355 = 1.815\ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{comp.} = c_v \cdot (T_2 - T_1) = 0{,}713 \cdot (829{,}6 - 333{,}15) = 354\ {}^{kJ}/_{kg}$$

d) Rendimiento del ciclo

El rendimiento térmico del ciclo Otto de aire equivalente puede determinarse directamente con la relación de compresión volumétrica:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r_{cv}^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{9{,}79^{0{,}4}} = 0{,}598$$

Para comprobar la precisión de los cálculos, también puede determinarse como cociente entre el trabajo útil específico y el calor específico absorbido

$$\eta_{Otto} = \frac{w}{q_{abs.}} = \frac{1.816}{3.034} = 0,598$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 2

Un motor de encendido provocado se compone de cuatro cilindros con un diámetro de 10 cm cada uno y una carrera de 14 cm. En un determinado punto de funcionamiento se conocen los datos siguientes:

- **Rendimiento mecánico: 0,8**
- **Masa de combustible consumida por cilindro y por ciclo: 0,0807 gramos/ciclo**
- **Rendimiento volumétrico: 0,9**
- **PCI del combustible: 55.100 kJ/kg**
- **Presión media indicada el 60% de la presión media indicada del ciclo de aire equivalente.**
- **Volumen de la cámara de combustión de un cilindro, V_C: 157 cm^3**

Se pide calcular:

a) **Estados termodinámicos, presión máxima y rendimiento termodinámico del ciclo de aire equivalente**
b) **Consumo especifico indicado de combustible y rendimiento indicado del motor.**
c) **Presión media y Rendimiento efectivo**

Datos adicionales:

- **Condiciones ambientales de aspiración del motor: p = 0,98 bar, T = 22 °C**
- **Calor específico del aire: 1,1 kJ/kgK**
- **R_{aire} = 0,287 kJ/kgK**

SOLUCIÓN

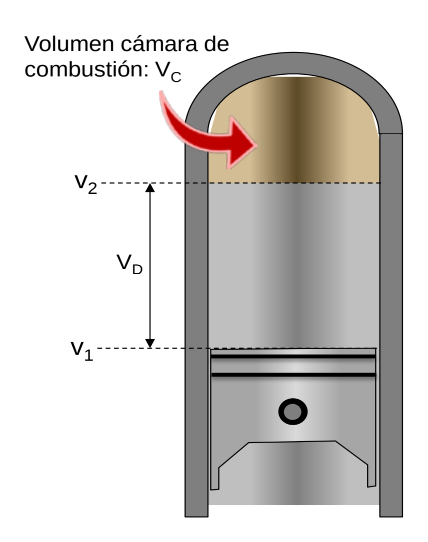
a) Estados termodinámicos del ciclo

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

En primer lugar, calcularemos la cilindrada del motor, teniendo en cuenta que el pistón tiene una carrera de 14 cm, entre el punto muerto inferior (posición con volumen en cilindro, v_1, y el punto muerto superior (posición con volumen en cilindro v_2):

$$V_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0{,}10^2}{4} \cdot 0{,}14$$
$$= 0{,}0011\, m^3$$

$$V_{D,T} = V_D \cdot z = 0{,}0044\, m^3$$



La relación de compresión volumétrica se calcula como:

$$r_{cv} = \frac{V_{D,T} + z \cdot V_C}{z \cdot V_C} = \frac{0{,}0044 + 4 \cdot 0{,}000157}{4 \cdot 0{,}00157} = 8$$

Siendo V_c el volumen de la cámara de combustión, o volumen muerto, equivalente a v2.

El rendimiento termodinámico del ciclo equivalente de aire, podremos determinarlo de la expresión correspondiente al ciclo Otto de encendido provocado:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r_{cv}^{\gamma-1}}$$

El valor de γ, deberemos calcularlo previamente con el dato del calor específico a presión constante:

$$R_{aire} = c_p - c_v \rightarrow c_v = c_p - R_{aire} = 1{,}1 - 0{,}287 = 0{,}813\ {}^{kJ}/_{kgK}$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R_{aire}} = \frac{1{,}1}{1{,}1 - 0{,}287} = 1{,}353$$

De esta forma, el rendimiento tendrá un valor de:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r_{cv}^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8^{0{,}353}} = 0{,}52$$

A continuación, calcularemos los cuatro estados termodinámicos que definen las cuatro etapas del ciclo de aire equivalente o ciclo Otto:

1. Aspiración (T1 = 22 °C = 295,15K ; p1 = 0,98 bar = 98 kPa)

$$p_1 \cdot v_1 = \frac{R \cdot T_1}{PM_{aire}} \quad \rightarrow$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\rightarrow v_1 = \frac{R_{aire} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot (295{,}15)}{98} = 0{,}864 \ {}^{m^3}/_{kg}$$

2. Inicio absorción de calor

En primer lugar, determinaremos el volumen específico de este punto a partir de la cilindrada y el caudal de aire aspirado:

$$v_2 = \frac{v_1}{r_{cv}} = \frac{0{,}864}{8} = 0{,}108 \ {}^{m^3}/_{kg}$$

Conocido el volumen específico del punto 2, podemos determinar su presión sabiendo que se trata de un proceso adiabático y reversible:

$$p_1 \cdot v_1^{\gamma} = p_2 \cdot v_2^{\gamma} \quad \rightarrow \quad p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = p_1 \cdot r_{cv}^{\gamma} = 1.634{,}5 \ kPa$$

La temperatura la calcularemos a partir con la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{aire}} = 615{,}1 \ K$$

3. Inicio etapa de absorción

El volumen específico, no varía durante la etapa de absorción de calor $v_3 = v_2$

A partir del calor específico absorbido podremos determinar la temperatura final de esta etapa.

$$F = \frac{m_{fuel}}{m_{aire}} = \frac{0{,}0807}{0{,}00154} = 0{,}0555 \frac{kg_{fuel}}{kg_{aire}}$$

La masa de aire consumida por ciclo la calculamos a partir del volumen específico y el volumen del cilindro en ese punto:

$$v_1 = \frac{V_D}{m_{aire}} \text{ ó } v_2 = \frac{V_C}{m_{aire}} \rightarrow m_{aire} = \frac{V_D}{v_1} = \frac{V_C}{v_2} = \frac{0{,}000157}{0{,}108} = 0{,}001454 \ {}^{kg}/_{ciclo}$$

$$q_{abs.} = F \cdot PCI = 0{,}0555 \cdot 55.100 = 3.059 \ {}^{kJ}/_{kg_{aire}}$$

$$q_{abs.} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \rightarrow T_3 = T_2 + \frac{q_{abs.}}{c_v} = 4.377 \ K$$

$$p_3 = \frac{R_{aire} \cdot T_3}{v_3} = 11.633 \ kPa$$

4. Final etapa de expansión

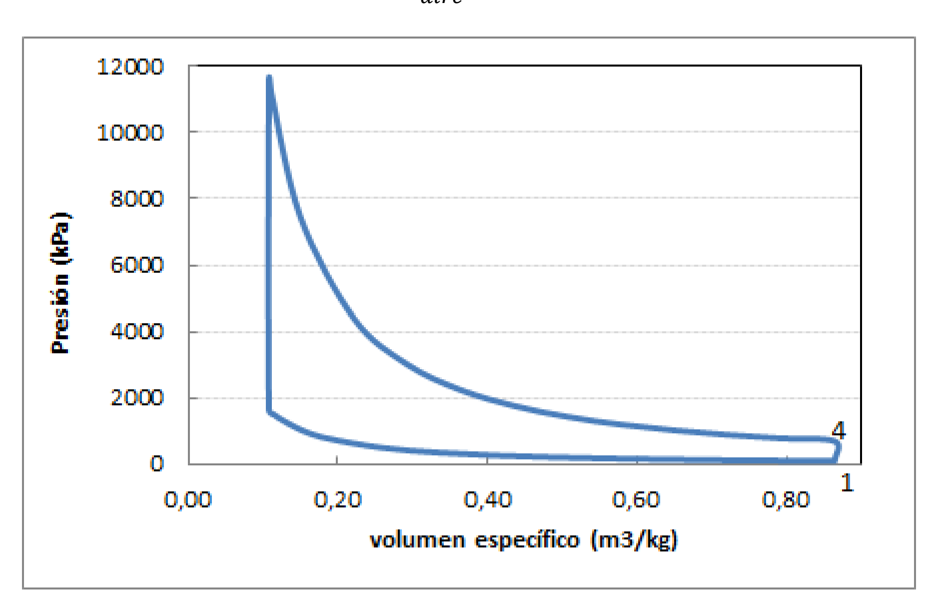
El volumen específico, no varía durante la etapa de cesión de calor v4 = v1

El proceso de expansión es adiabático y reversible, por lo tanto, se cumple la relación:

$$p_3 \cdot v_3^{\gamma} = p_4 \cdot v_4^{\gamma} \quad \rightarrow \quad p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma} = p_3 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma} = \frac{p_3}{r_{cv}^{\gamma}} = 697{,}5\ kPa$$

Una vez conocida la presión y el volumen específico, la temperatura la despejaremos de la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R_{aire}} = 2.101\ K$$



b) Consumo específico

El consumo específico indicado de combustible viene determinado por la expresión:

$$g_{i,f} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{N_i} = \frac{m_{fuel} \cdot n \cdot i \cdot z}{pmi \cdot V_D \cdot z \cdot n \cdot i} = \frac{m_{fuel}}{pmi \cdot V_D} = \frac{0{,}0807 \cdot 10^{-3}}{1.262 \cdot 0{,}0011} = 5{,}8155 \cdot 10^{-5}\ {}^{kg}/_{kJ}$$

$$g_{i,f} = 5{,}8155 \cdot 10^{-5} \cdot 1.000 \cdot 3.600 = 209{,}36\ {}^{g}/_{kWh}$$

Siendo “Ni” la potencia indicada del motor, “n” el régimen giro del eje del motor, y el valor “i” el ajuste para determinar el número de ciclos. En el motor de cuatro tiempos, se necesitan dos giros completos (cuatro carreras), para desarrollar un ciclo completo, por lo tanto, i = 1/2.

El valor de la presión media indicada (pmi) lo determinaremos a partir de la relación con la presión media indicada del ciclo equivalente de aire (pmi_a):

$$pmi = 0{,}6 \cdot pmi_a = 0{,}6 \cdot \frac{w_{útil}}{v_1 - v_2} = 0{,}6 \cdot \frac{1.591}{0{,}864 - 0{,}108} = 0{,}6 \cdot 2.103 = 1.262\ kPa$$

$$w_{útil} = w_{exp} - w_{comp} = 1.591\ {}^{kJ}/_{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$w_{exp} = c_v \cdot (T_3 - T_4) = 0{,}813 \cdot (4.377 - 2.101) = 1.851 \; {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{com} = c_v \cdot (T_2 - T_1) = 0{,}813 \cdot (615 - 295) = 260 \; {}^{kJ}/_{kg}$$

El rendimiento indicado se obtendrá con diferentes expresiones. En nuestro caso directamente como cociente de la potencia indicada y el producto caudal de combustible, y poder calorífico inferior del mismo con la expresión:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot PCI} = \frac{1}{g_{i,f} \cdot PCI} = \frac{1}{5{,}8155 \cdot 10^{-5} \cdot 55.100} = 0{,}312$$

c) rendimiento efectivo

El rendimiento efectivo: $\eta_{ef} = \eta_i \cdot \eta_{mec} = 0{,}312 \cdot 0{,}8 = 0{,}25$

La presión media efectiva: $pm_{ef} = pm_i \cdot \eta_{mec} = 1.262 \cdot 0{,}8 = 1.010 \; kPa$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 3

Se desea comparar el ciclo de aire equivalente de un motor de encendido por compresión que trabaja a una presión máxima de 95 bar, si opera con unos valores de α de 1 y 1,6.

Determinar:

a) los estados termodinámicos significativos.
b) relación volumétrica.
c) trabajo específico útil y el rendimiento.
d) la presión media indicada.

Datos adicionales:

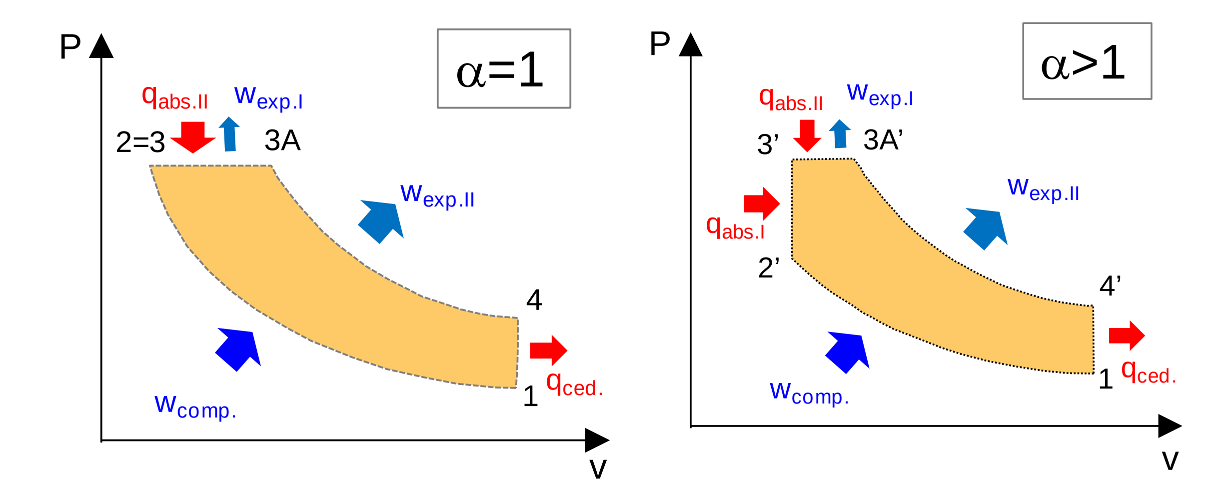
- **Las condiciones de aspiración son: 1,02 bar y 20 °C**
- **F_R = 0,6 y F_e = 1/14,9**
- **PCI: 40.500 kJ/kg_{fuel}**
- **γ = 1,36**
- **Ra = 0,287 kJ/kgK**

SOLUCIÓN

a) Estados termodinámicos de los ciclos.

El ciclo de aire equivalente de un motor MEC, es el de presión limitada. Este problema nos hace comparar un ciclo Diesel puro (α = 1), con uno de presión limitada α = 1,6. Siendo $\alpha = {}^{p_3}/_{p_2}$. Los diagramas resultantes para cada uno de los ciclos son los que se muestran a continuación:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



A continuación, vamos a ir determinando cada uno de los estados termodinámicos para cada uno de los ciclos.

a) Aspiración (T1 = 20 °C = 293,15K ; p1 = 1,02bar = 102 kPa)

$$p_1 \cdot v_1 = \frac{R \cdot T_1}{PM_{aire}} \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow v_1 = \frac{R_{aire} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot (293{,}15)}{102} = 0{,}825 \; {m^3}/{kg}$$

1. Inicio absorción de calor

Para el caso de **α = 1** tendremos que la presión $p_2 = p_3 = p_{max}$ = 95 bar = 9.500 kPa.

$$v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/\gamma} = 0{,}825 \cdot \left(\frac{102}{9.500}\right)^{1/1{,}36} = 0{,}0294 \, {m^3}/{kg}$$

En estas condiciones, la relación de compresión volumétrica será:

$$r_{cv} = \frac{v_1}{v_2} = 28$$

La temperatura la calcularemos a partir con la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{aire}} = 973{,}6 \; K$$

Para el caso de **α = 1,6** tendremos que la presión $p_{2'} = \frac{p_{3'}}{\alpha} = \frac{p_{max}}{\alpha} = \frac{9.500}{1{,}6} =$ $5.937{,}5 \; kPa$.

$$v_{2'} = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_{2'}}\right)^{1/\gamma} = 0{,}825 \cdot \left(\frac{102}{5.937{,}5}\right)^{1/1{,}36} = 0{,}0416 \, {m^3}/{kg}$$

En estas condiciones, la relación de compresión volumétrica será:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$r_{cv} = \frac{v_1}{v_{2'}} = 19{,}9$$

La temperatura la calcularemos a partir con la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_{2'} = \frac{p_{2'} \cdot v_{2'}}{R_{aire}} = 860\,K$$

2. Fin de la compresión

Para el caso de **α = 1** tendremos que el estado termodinámico del punto 3 es el mismo que el del punto 2 → $p_3 = p_2$, $v_3 = v_2$ y $T_3 = T_2$

Para el caso de **α = 1,6** tendremos que: $p_{3'} = p_{max}$ = 9.500 kPa, y que $v_{3'} = v_{2'}$ = 0,0416 m^3/kg. El cálculo de la temperatura será inmediato a partir de la ecuación de estado de los gases perfectos:

$$T_{3'} = \frac{p_{3'} \cdot v_{3'}}{R_{aire}} = \frac{9.500 \cdot 0{,}0416}{0{,}287} = 1.375\,K$$

3A. Final etapa absorción de calor

En ambos casos, la presión del punto 3A coincide con la presión máxima, por lo tanto, $p_{3A} = p_{3A'}$ = 9.500 kPa

La temperatura de este punto, la despejaremos a partir del calor absorbido. En ambas situaciones, el calor absorbido es el mismo, e igual a:

$$q_{abs.} = F \cdot PCI = F_e \cdot F_R \cdot PCI = 0{,}0671 \cdot 0{,}6 \cdot 40.500 = 1.631\ ^{kJ}/_{kg}$$

Para el caso **α = 1** tendremos que todo el calor se absorbe a presión constante, por lo tanto:

$$q_{abs.} = c_p \cdot (T_{3A} - T_2) \rightarrow T_{3A} = T_2 + \frac{q_{abs.}}{c_p} = 2.478\,K$$

el valor del calor específico a presión constante y a volumen constante lo despejaremos de las siguientes relaciones:

$$\left.\begin{array}{l} R_{aire} = c_p - c_v \\ \gamma = \frac{c_p}{c_v} \end{array}\right\} \begin{array}{l} \rightarrow R_{aire} = c_p - \frac{c_p}{\gamma} R_{aire} \rightarrow c_p = \frac{\gamma \cdot R_{aire}}{\gamma - 1} = \frac{1{,}36 \cdot 0{,}287}{1{,}36 - 1} = 1{,}0842\ ^{kJ}/_{kgK} \\ \rightarrow c_v = \frac{c_p}{\gamma} = \frac{1{,}0842}{1{,}36} = 0{,}7972\ ^{kJ}/_{kgK} \end{array}$$

El volumen específico: $v_{3A} = \frac{R_{aire} \cdot T_{3A}}{p_{3A}} = 0{,}0749\ ^{m^3}/_{kg}$

En este caso $\beta = \frac{v_{3A}}{v_3} = \frac{0{,}0749}{0{,}0294} = 2{,}55$

Para el caso **α = 1,6** tendremos que el calor se absorbe en dos etapas, una a volumen constante (2' – 3') y otra a presión constante (3' – 3A'), por lo tanto:

$$q_{abs.} = q_{abs.I} + q_{abs.II} = c_v \cdot (T_{3'} - T_{2'}) + c_p \cdot (T_{3A'} - T_{3'})$$

$$T_{3A'} = T_{3'} + \frac{q_{abs.} - c_v \cdot (T_{3'} - T_{2'})}{c_p} = 1.375 + \frac{1.631 - 411}{1{,}0842} = 2.500\ K$$

El volumen específico: $v_{3A'} = \frac{R_{aire} \cdot T_{3A'}}{p_{3A'}} = 0{,}0755\ ^{m^3}/_{kg}$

En este caso $\beta = \frac{v_{3A'}}{v_{3'}} = \frac{0{,}0755}{0{,}0416} = 1{,}815$

3. Final etapa de expansión

En ambos casos el volumen específico, no varía durante la etapa de cesión de calor $v_4 = v_{4'} = v_1 = 0{,}825\ m^3/kg$

Para determinar la presión nos valdremos de las expresiones relativas al proceso de expansión adiabático y reversible:

Para el caso **α = 1** tendremos que:

$$p_{3A} \cdot v_{3A}^{\gamma} = p_4 \cdot v_4^{\gamma} \quad \rightarrow \quad p_4 = p_{3A} \cdot \left(\frac{v_{3A}}{v_4}\right)^{\gamma} = 9.500 \cdot \left(\frac{0{,}0749}{0{,}825}\right)^{1{,}36} = 363{,}4\ kPa$$

Una vez conocida la presión y el volumen específico, la temperatura la despejaremos de la ecuación de estado de gas perfecto:

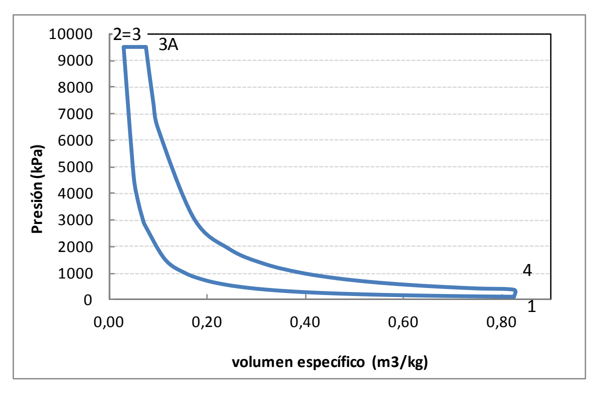
$$T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R_{aire}} = 1.044\ K$$

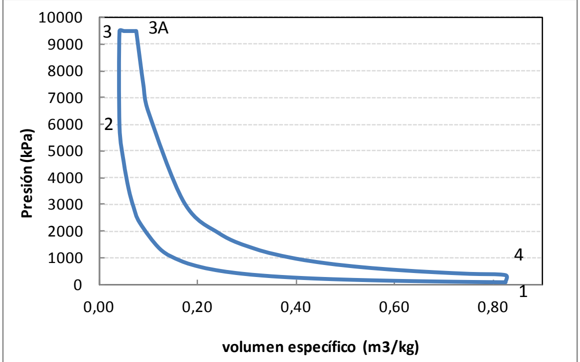
Para el caso **α = 1,6** tendremos que:

$$p_{3A'} \cdot v_{3A'}^{\gamma} = p_{4'} \cdot v_{4'}^{\gamma} \quad \rightarrow \quad p_{4'} = p_{3A'} \cdot \left(\frac{v_{3A'}}{v_{4'}}\right)^{\gamma} = 9.500 \cdot \left(\frac{0{,}0755}{0{,}825}\right)^{1{,}36} = 368\ kPa$$

Una vez conocida la presión y el volumen específico, la temperatura la despejaremos de la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_{4'} = \frac{p_{4'} \cdot v_{4'}}{R_{aire}} = 1.057\ K$$





Los parámetros energéticos del ciclo se determinan directamente con las expresiones propias del ciclo de aire estándar de presión limitada. Hay que tener en cuenta que en ambas situaciones, α = 1 y α = 1,6, el trabajo obtenido del ciclo, procede de dos etapas, una a presión constante (3 – 3A) y otra de expansión adiabática (3A – 4). En la primera, podemos determinar el trabajo específico, mediante las expresiones:

$$w_{exp.} = p_3 \cdot (v_{3A} - v_3) = c_p \cdot (T_{3A} - T_3) - c_v \cdot (T_{3A} - T_3)$$

Mientras que en la segunda etapa, el trabajo específico lo obtendremos, calcularemos con la expresión:

$$w_{exp.} = c_v \cdot (T_{3A} - T_4)$$

α = 1	α = 1,6
$w_{comp.} = c_v \cdot (T_2 - T_1) = 542 \; {}^{kJ}/_{kg}$	$w'_{comp.} = c_v \cdot (T_{2'} - T_1) = 456{,}1 \; {}^{kJ}/_{kg}$
$w_{exp.} = p_3 \cdot (v_{3A} - v_3) + c_v \cdot (T_{3A} - T_4) = 431{,}7 + 1.142{,}6 = 1.574 \; {}^{kJ}/_{kg}$	$w'_{exp.} = p_{3'} \cdot (v_{3A'} - v_3{}') + c_v \cdot (T_{3A'} - T_{4'}) = 322{,}86 + 1.150{,}3 = 1.473 \; {}^{kJ}/_{kg}$
$w = 1.032 \; {}^{kJ}/_{kg}$	$w = 1.021{,}6 \; {}^{kJ}/_{kg}$
$\eta = \dfrac{w}{q_{abs.}} = 0{,}633$	$\eta' = \dfrac{w}{q_{abs.}} = 0{,}626$
$pmi_a = \dfrac{w}{(v_2 - v_1)} = 1.297 \; kPa$	$pmi_a = \dfrac{w'}{(v_{2'} - v_1)} = 1.304 \; kPa$

PROBLEMA 4

Se va a desarrollar un motor de encendido por compresión (MEC) de 2.500 cm³ de cilindrada, 4 cilindros y 4 tiempos. La relación de compresión volumétrica será de 19. Las condiciones de aspiración son: 19 °C y 0,95 bar.

Suponiendo que el régimen de giro es de 3.000 r.p.m., y que el rendimiento volumétrico es del 90% para el motor MEC. Determinar en estas condiciones:

- **a) En base a la composición del combustible, determinar el dosado estequiométrico (F_e)**
- **b) El ciclo de aire equivalente de presión limitada ($p_{max.}$ = 140 bar).**
- **c) El rendimiento y la presión media indicada**
- **d) La potencia indicada del ciclo**
- **e) El consumo específico indicado**

Datos adicionales:

- **F_{R} = 0,7**
- **Fórmula equivalente del combustible empleado en el motor MEC: $C_{16}H_{28}$ con PCI = 42.500 kJ/kg**

SOLUCIÓN

a) Dosado estequiométrico

Para determinar el valor de Fe, deberemos determinar la cantidad de aire mínimo necesaria para oxidar el combustible:

$$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right)O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2}H_2O \quad ; \quad C_{16}H_{28} + \left(16 + \frac{28}{4}\right)O_2 \rightarrow 16CO_2 + 14H_2O$$

Con esta base comenzaremos por determinar la cantidad mínima de oxígeno necesaria para la combustión completa:

$$A_{min} = \frac{O_{2,min}}{0,21} = \frac{1}{0,21}\cdot\left(16 + \frac{28}{4}\right) = 109,52 \ {}^{kmol\ Aire}/_{kmol\ fuel}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$F_e = \frac{1}{A_{min}} = 0{,}00913 \ {}^{kmol\,fuel}/_{kmol\ aire} = 0{,}00913 \cdot \frac{PM_{fuel}}{PM_{aire}}$$

$$= 0{,}06934 \ {}^{kg_{fuel}}/_{kg_{aire}}$$

PM_{aire} = 28,97 kg/kmol ; PM_{fuel} = 12 · 16 + 1 · 28 = 220 kg/kmol

b) Ciclo termodinámico

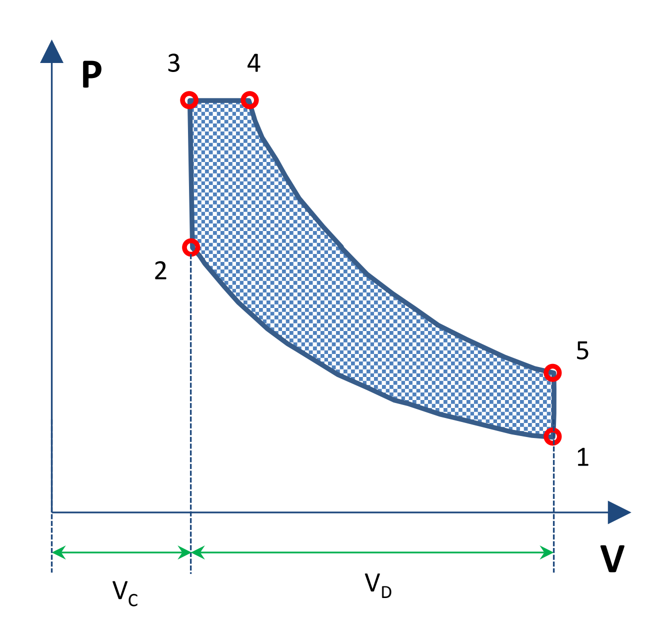
Estamos ante un motor que opera según un ciclo MEC. El cálculo lo vamos a realizar para el ciclo de aire equivalente, pero deberemos de calcular la presión en el punto 2 para saber si es inferior o igual a la presión máxima, de esta manera sabremos si es un ciclo diésel puro o no.

Para comenzar los cálculos del ciclo deberemos establecer los volúmenes de trabajo a partir de la cilindrada del motor y de la relación de compresión volumétrica:

$$V_D = \frac{V_T}{z} = \frac{2.500}{4} = 625\ cm^3$$

$$r_{cv} = \frac{V_D + V_C}{V_C}$$

$$V_C = \frac{V_D}{r_{cv} - 1} = \frac{625}{19 - 1} = $$
$$= 34{,}72\ cm^3$$



De esta forma, $V_1 = V_D + V_C = 659{,}7\ cm^3$, y $V_2 = V_C = 34{,}72\ cm^3$

A continuación, vamos a ir determinando cada uno de los estados termodinámicos para cada uno de los ciclos.

1. Aspiración (T1 = 19 °C = 292,15K ; p1 = 0,95bar = 95 kPa)

$$p_1 \cdot v_1 = \frac{R \cdot T_1}{PM_{aire}} \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow v_1 = \frac{R_{aire} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot (292{,}15)}{95} = 0{,}883\ {}^{m^3}/_{kg}$$

$$m_{aire} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{659{,}7 \cdot 10^{-6}}{0{,}833} = 0{,}000747\ kg$$

2. Inicio absorción de calor

$$v_2 = \frac{V_2}{m_{aire}} = \frac{34{,}72 \cdot 10^{-6}}{0{,}000747} = 0{,}0464 \ {m^3}/{kg}$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = 0{,}825 \cdot \left(\frac{0{,}833}{0{,}0464}\right)^{1{,}4} = 5861 \ kPa$$

Dado que $p_2 < p_{max}$ estamos en un ciclo de presión limitada con $\propto \neq 1$

La temperatura la calcularemos a partir con la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{aire}} = \frac{5861 \cdot 0{,}0464}{0{,}287} = 948{,}7 \ K$$

3. Fin de la compresión

Tendremos que: $p_3 = p_{max} = 14.000$ kPa, y que $v_3 = v_2 = 0{,}0464 \ {m^3}/{kg}$. El cálculo de la temperatura será inmediato a partir de la ecuación de estado de los gases perfectos:

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot v_3}{R_{aire}} = \frac{14.000 \cdot 0{,}0464}{0{,}287} = 2.266 \ K$$

4. Final etapa absorción de calor

La presión del punto 4 coincide con la presión máxima, por lo tanto, $p_4 = p_3 = 14.000$ kPa

La temperatura de este punto, la despejaremos a partir del calor absorbido. Para ello deberemos calcular el valor del dosado absoluto:

$$q_{abs.} = F \cdot PCI = F_e \cdot F_R \cdot PCI = 0{,}0693 \cdot 0{,}7 \cdot 42.500 = 2.063 \ {kJ}/{kg}$$

$$q_{abs.} = q_{abs.I} + q_{abs.II} = c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$T_4 = T_3 + \frac{q_{abs.} - c_v \cdot (T_3 - T_2)}{c_p} = 2.266 + \frac{2.063 - 945}{1{,}0045} = 3.379 \ K$$

El volumen específico: $v_4 = \frac{R_{aire} \cdot T_4}{p_4} = 0{,}0693 \ {m^3}/{kg}$

5. Final etapa de expansión

En ambos casos el volumen específico, no varía durante la etapa de cesión de calor $v_5 = v_1 =$ 0,8826 m^3/kg

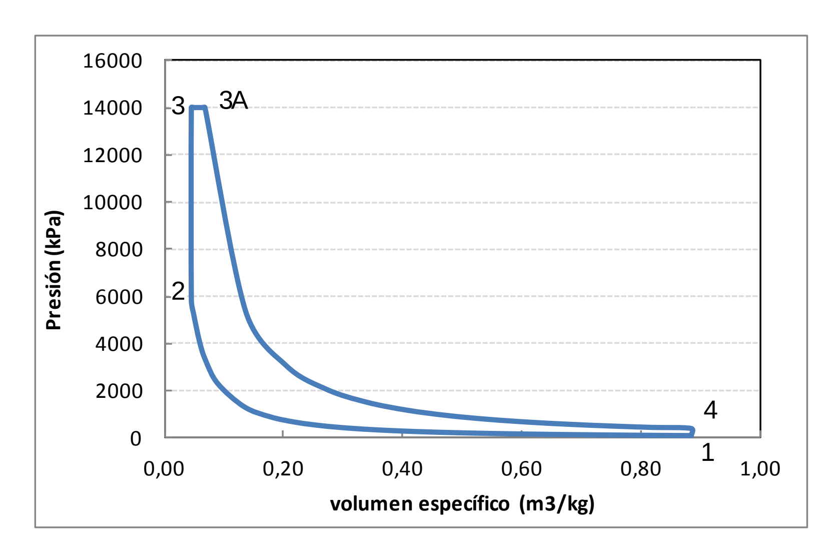
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$p_5 \cdot v_5^{\gamma} \ = \ p_4 \cdot v_4^{\gamma} \quad \rightarrow \quad p_5 \ = \ p_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{\gamma} \ = \ 14.000 \cdot \left(\frac{0{,}0693}{0{,}8826}\right)^{1{,}4} \ = \ 397{,}0 \ kPa$$

Una vez conocida la presión y el volumen específico, la temperatura la despejaremos de la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_5 \ = \ \frac{p_5 \cdot v_5}{R_{aire}} \ = \ 1.221 \ K$$

El ciclo resultante se muestra en la figura:



c) Rendimiento del ciclo y presión media indicada

Los parámetros energéticos del ciclo se determinan directamente con las expresiones:

$$w_{comp.} \ = \ c_v \cdot (T_2 - T_1) \ = \ 471 \ \ {}^{kJ}\!/_{kg}$$

$$w_{exp.} \ = \ p_3 \cdot (v_{3A} - v_3) \ + \ c_v \cdot (T_{3A} - T_4) \ = \ 319{,}3 \ + \ 1.548{,}2 \ = \ 1.868 \ \ {}^{kJ}\!/_{kg}$$

$$w_{util} \ = \ 1.397 \ \ {}^{kJ}\!/_{kg}$$

$$\eta_{ciclo} \ = \ \frac{w_{util}}{q_{abs.}} \ = \ 0{,}677$$

d) Potencia indicada.

La potencia indicada generada por el motor en las condiciones indicadas es de:

$$N_i \ = \ pmi_a \cdot V_D \cdot z \cdot n \cdot i \ = \ 1.670 \cdot 625 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot \frac{3.000}{60} \cdot \frac{1}{2} \ = \ 104 kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

e) El gasto indicado de combustible:

$$g_i = \frac{\dot{m}_f}{N_i} = \frac{\dot{m}_{aire} \cdot F}{N_i} = \frac{\eta_v \cdot n \cdot i \cdot V_D \cdot z \cdot \rho_{admision} \cdot F}{N_i} = 2.9633 \cdot 10^{-5}\ {}^{kg}/_{kWs} =$$

$$= 106{,}68\ {}^{g}/_{kWh}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 5

Un motor de encendido provocado de 4 cilindros y 4 tiempos, con una relación de compresión volumétrica de 8,5, desarrolla una potencia media efectiva de 32 kW, a un régimen de 4.500 rpm. Las condiciones de aspiración son: 1 bar y 25 °C, y la presión máxima de combustión 55bar. Si la presión media indicada y el rendimiento indicado son respectivamente el 55% de la presión media y del rendimiento térmico del correspondiente ciclo de aire equivalente. Calcular:

- **a) Rendimiento mecánico**
- **b) Diámetro y carrera del pistón.**

Datos complementarios:

- **Gasto específico de combustible: 306 g/kWh**
- **PCI: 42.000 kJ/kg**
- **Relación carrera/diámetro = 1**

SOLUCIÓN

a) Rendimiento mecánico.

El rendimiento mecánico se puede determinar como cociente entre el rendimiento específico y el rendimiento indicado:

$$\eta_m = \frac{\eta_{ef.}}{\eta_i} = \frac{N_{ef.}}{N_i} = \frac{M_{ef.}}{M_i} = \frac{pm_{ef.}}{pm_i}$$

El rendimiento específico se obtiene directamente con los datos del enunciado:

$$g_{ef.} = \frac{1}{\eta_{ef.} \cdot PCI} \rightarrow \eta_{ef.} = \frac{1}{g_{ef.} \cdot PCI} = \frac{1}{306 \left(\frac{g}{kWh}\right) \cdot 42.000 \left(\frac{kJ}{kg}\right)}$$

$$\eta_{ef.} = \frac{1}{306 \cdot \frac{10^{-3}}{3.600}\left(\frac{kg}{kJ}\right) \cdot 42.000 \left(\frac{kJ}{kg}\right)} = 0{,}28$$

Para calcular el rendimiento indicado, se debe calcular primero el rendimiento del ciclo de aire estándar de un ciclo Otto, y posteriormente aplicar la equivalencia dada en el enunciado:

$$\eta_i = 0{,}55 \cdot \eta_{Otto} = 0{,}55 \cdot \left(1 - \frac{1}{r_{cv}^{\gamma-1}}\right) = 0{,}55 \cdot \left(1 - \frac{1}{8{,}5^{1{,}4-1}}\right) = 0{,}316$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Finalmente, el rendimiento por pérdidas mecánicas, es:

$$\eta_m = \frac{\eta_{ef.}}{\eta_i} = \frac{0{,}28}{0{,}316} = 0{,}886$$

b) Para calcular el diámetro y la carrera del pistón, se parte de la expresión del desplazamiento:

$$V_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot i = \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \frac{s}{D} \cdot z \cdot n \cdot i \rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_D}{\pi \cdot \frac{s}{D} \cdot n \cdot i}}$$

El dato que falta es el de VD, que se obtendrá a partir de la expresión de la potencia específica:

$$N_e = pm_e \cdot V_D \cdot z \cdot n \cdot i \rightarrow V_D = \frac{N_e}{pm_e \cdot z \cdot n \cdot i} = \frac{N_e}{pm_i \cdot \eta_m \cdot z \cdot n \cdot i}$$

$$V_D = \frac{N_e}{0{,}55 \cdot pm_{as} \cdot \eta_m \cdot z \cdot n \cdot i}$$

$$pm_e = pm_i \cdot \eta_m$$

El siguiente dato a determinar es la $pm_i = 0{,}55 \cdot pm_{a.s.}$, esto supone resolver el ciclo de aire estándar ó ciclo Otto:

1. Aspiración (T_1 = 25 °C = 298,15 K ; p_1 = 1 bar)

$$p_1 \cdot v_1 = \frac{R \cdot T_1}{PM_{aire}} \rightarrow$$

$$\rightarrow v_1 = \frac{R_{aire} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot (298{,}15)}{100} = 0{,}856 \; {}^{m^3}/_{kg}$$

2. Inicio absorción de calor

En primer lugar, determinaremos el volumen específico de este punto a partir de la cilindrada y el caudal de aire aspirado:

$$v_2 = \frac{v_1}{r_{cv}} = \frac{0{,}856}{8{,}5} = 0{,}101 \; {}^{m^3}/_{kg}$$

Conocido el volumen específico del punto 2, podemos determinar su presión sabiendo que se trata de un proceso adiabático y reversible:

$$p_1 \cdot v_1^{\gamma} = p_2 \cdot v_2^{\gamma} \rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = p_1 \cdot r_{cv}^{\gamma} = 100 \cdot 8{,}5^{1{,}4} = 2.001 \; kPa$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

La temperatura la calcularemos a partir con la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{aire}} = \frac{2.001 \cdot 0{,}101}{0{,}287} = 704{,}2\ K$$

3. Inicio etapa de absorción

El volumen específico, no varía durante la etapa de absorción de calor $v_3 = v_2$

La presión de este punto es la presión máxima del ciclo, que según el enunciado es, p_3 = 55 bar = 5.500 kPa

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot v_3}{R_{aire}} = \frac{5.500 \cdot 0{,}101}{0{,}287} = 1.935{,}5\ K$$

4. Final etapa de expansión

El volumen específico, no varía durante la etapa de cesión de calor $v_4 = v_1$

El proceso de expansión es adiabático y reversible, por lo tanto, se cumple la relación:

$$p_3 \cdot v_3^{\gamma} = p_4 \cdot v_4^{\gamma} \quad \rightarrow \quad p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma} = p_3 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma} = \frac{p_3}{r_{cv}^{\gamma}} = \frac{5.500}{8{,}5^{1{,}4}} = 275\ kPa$$

Una vez conocida la presión y el volumen específico, la temperatura la despejaremos de la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R_{aire}} = \frac{275 \cdot 0{,}856}{0{,}287} = 820\ K$$

La presión media indicada del ciclo será:

$$pmi_{as} = \frac{w_{util}}{(v_1 - v_2)} = \frac{508{,}6}{0{,}856 - 0{,}101} = 673{,}6\ kPa$$

$$w_{exp.} = c_v \cdot (T_3 - T_4) = 0{,}7168 \cdot (1.935{,}5 - 820) = 799{,}6\ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{comp.} = c_v \cdot (T_2 - T_1) = 0{,}7168 \cdot (704{,}2 - 298{,}15) = 291\ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{util} = w_{exp.} - w_{comp.} = 799{,}6 - 291 = 508{,}6\ {}^{kJ}/_{kg}$$

El volumen del cilindro es:

$$V_D = \frac{N_e}{0{,}55 \cdot pm_{as} \cdot \eta_m \cdot z \cdot n \cdot i} = \frac{32}{0{,}55 \cdot 673{,}6 \cdot 0{,}886 \cdot 4 \cdot \frac{4.500}{60} \cdot \frac{1}{2}} = 6{,}5 \cdot 10^{-4}\ m^3$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_D}{\pi \cdot \frac{s}{D} \cdot n \cdot i}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 6{,}5 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 1 \cdot \frac{4.500}{60} \cdot \frac{1}{2}}} = 0{,}028\ m$$

Como la relación carrera/diámetro es igual a la unidad, podremos calcular la carrera a partir del diámetro del pistón:

$$s = 1 \cdot D = 0{,}028\ m$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 6

A un motor MEC sobrealimentado se le realizan los ensayos de par máximo y potencia específica máxima en un banco de pruebas. Los resultados medidos en ambos ensayos son los siguientes:

	M_max	Ne_max
Momento específico	182 Nm	142 Nm
n	2.250 rpm	4.500rpm
Volume de fuel consumido	250cm3	500cm3
Tiempo de ensayo	70,6s	71,6s
Caudal de aire	0,06 kg/s	0,116 kg/s
Densidad de referencia del aire	1,815 kg/m^3	1,935 kg/m^3

Calcular:

a) Calcular los valores máximos de: velocidad lineal media del pistón, presión media específica, potencia por unidad de superficie de pistón.

b) Para el ensayo de M_{max}., determinar el consumo de combustible en gramos por cilindro y ciclo, el dosado absoluto y el relativo, el consumo específico de combustible, y el rendimiento

c) Para el ensayo de N_{max}., determinar el rendimiento volumétrico y la densidad del aire en el interior de los cilindros.

d) Qué par máximo y qué potencia máxima se obtendrían si el motor fuera de aspiración natural y se mantuvieran todos los reglajes.

Datos adicionales:

- Diámetro del pistón: 80mm, Carrera: 93 mm, Nº de cilindros: 4
- Dosado estequimétrico: 1/14,5
- Densidad del combustible: 0,842 kg/litro
- Densidad del aire ambiente (1 atm, 25 °C): 1,12 kg/m^3
- PCI = 43.200 kJ/kg

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

a) La velocidad lineal media del pistón se determina con la expresión: $c_m = i \cdot n \cdot s$, en donde "n" es el régimen de giro, "s" la carrera del pistón e "i" el factor que adapta el número de revoluciones al número de carreras, si el motor es de dos tiempos (una revolución una carrera), y si es de cuatro (una revolución dos carreras).

En base a esta expresión, la velocidad lineal media máxima se corresponderá con el ensayo de máxima potencia efectiva, ya que es en el que se obtiene mayor régimen de giro.

$$c_{m,max.} = i \cdot n\left(N_{e,max}\right) \cdot s = 2 \cdot \frac{4.500}{60} \cdot 93 \cdot 10^{-3} = 13{,}95\,\frac{m}{s}$$

La presión media efectiva se calcula con la siguiente expresión:

$$pme = \frac{N_e}{V_T \cdot n \cdot i} = \frac{M_e \cdot \omega}{V_T \cdot n \cdot i} = \frac{M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{V_T \cdot n \cdot i} = \frac{4 \cdot M_e \cdot \pi}{V_T}$$

En este caso, el parámetro "i" indica el número de ciclos por revolución (1/2 ciclo/revolución en el caso del motor de cuatro tiempos y 1 ciclo/revolución en el caso del motor de dos tiempos). Por lo tanto, el valor de la presión media efectiva será superior en el ensayo de $M_{max.}$:

$$pme_{max.} = \frac{4 \cdot M_e \cdot \pi}{V_T} = \frac{4 \cdot 182 \cdot \pi}{\frac{\pi \cdot 0{,}08^2}{4} \cdot 0{,}093 \cdot 4} = \frac{2.287{,}08}{0{,}00187} = 1{,}223 \cdot 10^6 Pa$$
$$= 12{,}23\ bar$$

El valor de potencia por unidad de superficie de pistones, dado que la geometría del pistón no varía, será mayor para el ensayo de potencia máxima. La expresión que utilizaremos será

$$\frac{N_{e,max}}{A_{p,T}} = \frac{M_e \cdot \omega}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z} = \frac{M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z} = \frac{142 \cdot 2 \cdot \frac{4.500}{60}}{\frac{0{,}08^2}{4} \cdot 4} = 3.328.125\,\frac{W}{m^2}$$

b) Para el ensayo de par máximo ($M_{max.}$):

El consumo de combustible en gramos por cilindro y ciclo.

Para determinar esta variable primero debemos de tener claro el consumo de combustible del motor:

$$\dot{m}_f = \frac{V_f}{t} \cdot \rho_f = \frac{250 \cdot 10^{-6}}{70{,}6} \cdot 0{,}842 \cdot 10^3 = 0{,}00298\,\frac{kg}{s}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El consumo por cilindro se obtendrá dividiendo el consumo del motor entre el número de cilindros:

$$\dot{m}_{f,cil.} = \frac{\dot{m}_f}{z} = \frac{0,00298}{4} = 7,45 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{s,cilindro}$$

El consumo por ciclo será:

$$\dot{m}_{f,ciclo} = \frac{\dot{m}_{f,cil.}}{nº\ ciclos} = \frac{\dot{m}_{f,cil.}}{n \cdot i} = \frac{7,45 \cdot 10^{-4}}{\frac{2.250}{60} \cdot \frac{1}{2}} = 3,973 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{ciclo,\ \ cil.}$$

El dosado absoluto será el cociente entre el caudal de combustible del motor y el caudal de aire aspirado:

$$F = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{aire}} = \frac{0,00298}{0,06} = 0,0497$$

El dosado relativo: $F_R = {}^{F}\!/_{F_e} = {}^{0,0497}\!/_{\frac{1}{14,5}} = 0,72$

El consumo específico de combustible

$$g_{ef.} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{N_e(M_{max.})} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{M_e(M_{max.}) \cdot \omega} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{M_e(M_{max.}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{0,00298}{182 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{2.250}{60}}$$

$$= 6,95 \cdot\ 10^{-8} \frac{kg}{J} = 250,2 \frac{g}{kWh}$$

El rendimiento efectivo se determina con la siguiente expresión:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_{fuel} \cdot H_C} = \frac{1}{g_{ef.} \cdot H_C} = \frac{1}{250,2 \cdot\ 10^{-3}\left(\frac{kg}{kWh}\right) \cdot 43.200\left(\frac{kJ}{kg}\right) \cdot \frac{1}{3.600}\left(\frac{h}{s}\right)}$$
$$= 0,33$$

c) Para el ensayo de $N_{e,max.}$

El rendimiento volumétrico puede determinarse a partir del caudal y densidad del aire en condiciones de aspiración:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{aire}}{V_T \cdot n \cdot i \cdot \rho_{ref}} = \frac{0,116}{\frac{4.500}{60} \cdot 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,093 \cdot 4 \cdot 1,935} = 0,85$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

La densidad del aire en el interior del cilindro, podemos calcularla a partir del rendimiento volumétrico y de la densidad de referencia:

$$\rho_{aire,SA} = \eta_v \cdot \rho_{ref} = 0{,}85 \cdot 1{,}935 = 1{,}697$$

Al ser un motor sobrealimentado, es decir, el aire se comprime antes de ser aspirado, la densidad es superior a la normal (1,2) tomada para el aire ambiente.

d) Tomando como base la potencia obtenida en el ensayo de $N_{e,max}$, la potencia obtenida en el motor con aspiración natural, se obtendrá a partir de la calculada para el motor sobre alimentado, corregida en función del factor de densidades:

$$N_{e,AN} = N_{e,SA} \cdot \frac{\rho_{AN}}{\rho_{SA}} = 66.916 \cdot \frac{1{,}12}{1{,}697} = 44.164\, W$$

$$N_{e,SA}\left(N_{e,max}\right) = M_e \cdot \omega = M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 142 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{4.500}{60} = 66.916\, W$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 7

De un motor diésel marino de 4 tiempos y seis cilindros se conocen las siguientes características y condiciones operativas:

- **Cilindrada total: V_T = 193 litros**
- **Relación carrera diámetros: s/D = 1,25**
- **Potencia efectiva máxima: 3 MW**
- **Régimen de giro a potencia efectiva máxima: 750 rpm**
- **Rendimiento efectivo a potencia máxima: 0,48**
- **PCI del combustible: 41.000 kJ/kg**
- **Dosado relativo F_R = 1/14,9**
- **Rendimiento volumétrico: 0,85**
- **Densidad del aire a 0 °C y 1 bar 1,293 kg/m3**
- **Condiciones ambientales: 20 °C y 1 bar**

Con estos datos se pide:

a) **Carrera y diámetro del pistón**
b) **Presión media efectiva**
c) **Consumo específico de combustible**
d) **Masa de aire admitida por embolada**
e) **Comprobar que el motor trabajando en estas condiciones está sobrealimentado**
f) **Calcular la potencia que desarrollaría el motor si se elimina el grupo de sobrealimentación suponiendo que se mantiene el dosado y el rendimiento volumétrico, mientras que el rendimiento efectivo disminuye un 5%**

SOLUCIÓN

a) Para determinar la carrera y el diámetro recurrimos a la expresión que determina la cilindrada del motor:

$$V_T = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot z = \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \frac{s}{D} \cdot z \rightarrow$$

$$D = \left(\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot \frac{s}{D} \cdot z} \right)^{1/3} = \left(\frac{4 \cdot 193 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1{,}25 \cdot 6} \right)^{1/3} = 0{,}320\, m = 32\, cm$$

$$\frac{s}{D} = 1{,}25 \rightarrow s = 1{,}25 \cdot 0{,}32 = 0{,}4\, m = 40\, cm$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

b) La presión media efectiva correspondiente al ensayo de potencia máxima se determina a partir de la siguiente expresión:

$$N_e = pm_e \cdot V_T \cdot n \cdot i \rightarrow pm_e = \frac{N_e}{V_T \cdot n \cdot i} = \frac{3 \cdot 10^6}{193 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{750}{60} \cdot 0{,}5} = 2.487.046\ Pa$$

c) El gasto efectivo de combustible se obtiene directamente mediante la expresión:

$$g_{ef.} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_C} = \frac{1}{0{,}48 \cdot 41.000} = 5{,}08 \cdot 10^{-5}\ \frac{kg}{kJ} = 183\ \frac{g}{kWh}$$

d) En primer lugar, calcularemos el consumo de combustible:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_{fuel} \cdot H_C} \rightarrow \dot{m}_{fuel} = \frac{N_e}{\eta_e \cdot H_C}$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{3.000}{0{,}48 \cdot 41.000} = 0{,}1524\ \frac{kg}{s}$$

A partir de este dato y con el valor del dosado absoluto, determinaremos el caudal de aire aspirado por el motor:

$$F = F_e \cdot F_R = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{aire}} \rightarrow \dot{m}_{aire} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F_e \cdot F_R} = \frac{0{,}1524}{\frac{1}{14{,}9} \cdot 0{,}7} = 3{,}244\ \frac{kg}{s}$$

La masa de aire aspirada por embolada estará en función de los ciclos por segundo realizados, ya que cada embolada es un ciclo:

$$m_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{n \cdot i} = \frac{3{,}244}{\frac{750}{60} \cdot \frac{1}{2}} = 0{,}52\ \frac{kg}{ciclo}$$

e) La densidad del aire en condiciones ambiente es:

$$\rho_{amb.} = \rho_o \cdot \frac{T_o}{T_{amb.}} = 1{,}293 \cdot \frac{273}{293} = 1{,}205\ \frac{kg}{m^3}$$

La densidad del aire en la admisión del motor será:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{aire}}{V_T \cdot n \cdot i \cdot \rho_{ref}} \rightarrow \rho_{ref} = \frac{\dot{m}_{aire}}{V_T \cdot n \cdot i \cdot \eta_v}$$

$$\rho_{ref} = \frac{3{,}244}{193 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{750}{60} \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}85} = \frac{3{,}244}{1{,}025} = 3{,}164\ \frac{kg}{m^3}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Puesto que densidad en condiciones de admisión al motor es superior a la del aire ambiente, podemos afirmar que estamos ante un aire comprimido y por tanto ante un motor sobrealimentado.

f) Si se elimina el compresor, el aire admitido al motor tendría la densidad del aire ambiente, por lo tanto, la nueva potencia efectivo sería:

$$N_e = V_T \cdot n \cdot i \cdot \rho'_{ref} \cdot \eta_v \cdot \eta_e \cdot F \cdot H_C$$

$$N_e = 193 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{750}{60} \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}205 \cdot 0{,}85 \cdot (0{,}48 \cdot 0{,}95) \cdot 41.000 = 1.085\ kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 8

Un motor diésel sobrealimentado y con enfriador después del compresor, de cuatro tiempos y ocho cilindros, se utiliza para tracción ferroviaria. Se sabe que a plena potencia desarrolla un par efectivo de 6,25 kN · m a 1500 r.p.m., y que en dicha condición de trabajo su presión media efectiva es de 25,43 bar. Se pide:

- **a) Calcular la potencia efectiva del motor, su cilindrada y el diámetro y la carrera de los cilindros sabiendo que tiene una relación carrera diámetro de 1,2.**
- **b) Calcular el rendimiento efectivo del motor y el gasto de combustible si se sabe que el consumo específico efectivo es de 200 g/kWh**
- **c) Calcular la densidad del aire en la admisión si el rendimiento volumétrico es de 0,83.**
- **d) Calcular la presión de soplado del turbocompresor si se sabe que la admisión se realiza a 50 °C, que la potencia calorífica disipada por el enfriador es de 115kW y que el rendimiento isentrópico del compresor es de 0,78**

Datos adicionales:

- **Dosado absoluto: 1/20**
- **Poder calorífico inferior del combustible (PCI): 42.000 kJ/kg**
- **Calor específico del aire: cp = 1 kJ/kgK**
- **Relación entre calores específicos 1,4**
- **Condiciones atmosféricas 15 °C y 1 bar.**

SOLUCIÓN

a) La potencia efectiva del motor se determina a partir del momento mecánico en el eje:

$$N_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 6{,}25 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1.500}{60} = 981{,}75\ kW$$

La cilindrada del motor la calcularemos a partir de la potencia y la presión media efectivas:

$$N_e = pm_e \cdot i \cdot n \cdot V_T \rightarrow V_T = \frac{N_e}{i \cdot n \cdot pm_e} = \frac{981{,}75}{\frac{1}{2} \cdot \frac{1.500}{60} \cdot (25{,}43 \cdot 10^2)}$$
$$= 0{,}0309\ m^3$$

$$V_T = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot z = \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \frac{s}{D} \cdot z \rightarrow D = \left(\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot \frac{s}{D} \cdot z} \right)^{1/3}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$D = \left(\frac{4 \cdot 0{,}0309}{\pi \cdot 1{,}2 \cdot 8}\right)^{1/3} = 0{,}16\, m \rightarrow s = 1{,}2 \cdot D = 0{,}192\, m$$

b) El gasto de combustible lo determinamos a partir del consumo específico efectivo:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{N_e} \rightarrow \dot{m}_{fuel} = g_{ef} \cdot N_e$$

$$\dot{m}_{fuel} = (200 \cdot 10^{-3}) \cdot 981{,}75 = 196{,}35 \frac{kg}{h} = 0{,}0545 \frac{kg}{s}$$

El rendimiento efectivo del motor en estas condiciones:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_{fuel} \cdot PCI} = \frac{1}{g_{ef.} \cdot PCI} = \frac{1}{\frac{200 \cdot 10^{-3}}{3.600} \cdot 41.000} = 0{,}439$$

c) Para conocer la densidad del aire en el conducto de admisión al motor, en primer lugar calcularemos el caudal de aire aspirado a partir del dosado:

$$F = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{aire}} \rightarrow \dot{m}_{aire} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F} = \frac{0{,}0545}{\frac{1}{20}} = 1{,}09 \frac{kg}{s}$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{aire}}{V_T \cdot n \cdot i \cdot \rho_{ref}} \rightarrow \rho_{ref} = \frac{\dot{m}_{aire}}{V_T \cdot n \cdot i \cdot \eta_v} = \frac{1{,}09}{0{,}309 \cdot \frac{1.500}{60} \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}83} = 3{,}4$$

d) Para determinar la presión a la que comprime el aire antes de entrar en el conducto de admisión deberemos determinar en primer lugar la temperatura isentrópica de descarga:

$$\dot{Q}_{dis} = \dot{m}_{aire} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \rightarrow T_1 = T_2 + \frac{\dot{Q}_{dis}}{\dot{m}_{aire} \cdot c_p} = 50 + \frac{115}{1{,}09 \cdot 1} = 155{,}5\, °C$$

$$\eta_{i,compr} = \frac{T_{1s} - T_o}{T_1 - T_o} \rightarrow T_{1s} = T_o + \eta_{i,compr} \cdot (T_1 - T_o)$$
$$= 15 + 0{,}78 \cdot (155{,}5 - 15) = 124{,}5\, °C = 398\ \mathrm{K}$$

En el proceso de compresión adiabática de un gas ideal se cumple que:

$$p_1^{1-\gamma} \cdot T_{1s}^{\gamma} = p_o^{1-\gamma} \cdot T_o^{\gamma} \rightarrow p_1 = p_o \cdot \left(\frac{T_o}{T_{1s}}\right)^{\gamma/1-\gamma} = 1 \cdot \left(\frac{288}{398}\right)^{1{,}4/1-1{,}4} = 3{,}1\ \mathrm{bar}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 9

Un motor de cuatro tiempos que opera según un ciclo diesel dual, utiliza un combustible líquido con la composición genérica $C_{12}H_{34}$ (PCI = 40.200 kJ/kg). El consumo de combustible a 4.650 r.p.m. es de 9 gramos por segundo, obteniéndose una concentración volumétrica de oxígeno en los gases secos del 12,2 %. Las condiciones de aspiración son: p_1 = 100 kPa, T_1 = 25 °C y la relación de compresión volumétrica es de 18.

En estas condiciones, determinar:

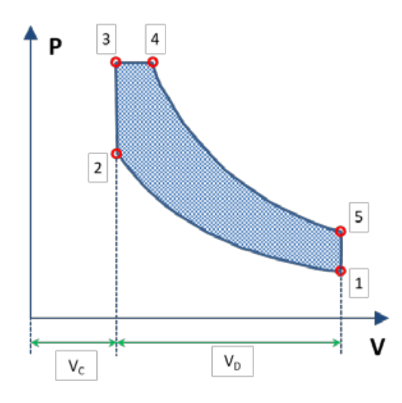
a) **Masa de aire aspirada por ciclo y por cilindro.**
b) **Desplazamiento del motor y volumen de la cámara de combustión.**
c) **p, v, T del ciclo standar de aire**
d) **Rendimiento del ciclo,**

Consideraciones:

- **Propiedades del aire c_p = 1,1 kJ/kgK; R_{aire} = 0,287 kJ/kgK**
- **El calor absorbido a volumen constante es el 30% del total generado en la combustión**
- **N° de cilindros: z = 4**
- **Considerar siempre aire seco. Despreciar la humedad en el aire ambiente**

SOLUCIÓN

a) El tipo de ciclo con el que vamos a trabajar es el que aparece en la figura:



En primer lugar, determinamos los valores de c_v y γ, a partir de cp y Raire:

$$R_{aire} = c_p - c_v \rightarrow \boldsymbol{c_v} = c_p - R_a = 1{,}1 - 0{,}287 = \mathbf{0{,}813}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kgK}}$$

$$\boldsymbol{\gamma} = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1{,}1}{0{,}813} = \mathbf{1{,}353}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

A continuación, conocida la composición del combustible, calcularemos la cantidad de aire seco mínimo necesario por unidad de combustible.

$$A_{s,min} = \frac{1}{0{,}21} \cdot O_{2,min}$$

La cantidad de oxígeno mínimo la obtendremos a partir de las reacciones de oxidación serán:

$$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right) O_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2} H_2O$$

$$C_{12}H_{34} + \left(12 + \frac{34}{4}\right) O_2 \rightarrow 12\, CO_2 + \frac{34}{2} H_2O \quad \rightarrow \quad O_{2,min} = 20{,}5\ {}^{kmol\, O_2}/_{kmol\, fuel}$$

$$\boldsymbol{A_{s,min}} = \frac{1}{0{,}21} \cdot O_{2,min} = \mathbf{97{,}62}\, \frac{\boldsymbol{kmol_{A,s}}}{\boldsymbol{kmol_{fuel}}} = 97{,}62 \cdot \frac{PM_{a.s}}{PM_{fuel}} = \mathbf{15{,}89}\, \frac{\boldsymbol{kg_{A,s}}}{\boldsymbol{kg_{fuel}}}$$

$$PM_{a.s} = 28{,}97\, \frac{kg_{as}}{kmol_{as}} \quad \rightarrow \quad \boldsymbol{PM_{fuel}} = 12 \cdot 12 + 34 \cdot 1 = \mathbf{178}\, \frac{\boldsymbol{kg_{fuel}}}{\boldsymbol{kmol_{fuel}}}$$

La inversa es el dosado estequiométrico: $\boldsymbol{F_e} = \frac{1}{A_{s,min}} = \mathbf{0{,}063}\, \frac{\boldsymbol{kg_{fuel}}}{\boldsymbol{kg_{As}}}$

Por otro lado, la medida de exceso de oxígeno en los gases de combustión nos permite calcular el índice de exceso (λ)

$$\lambda = \frac{O_{2,medido}}{0{,}21 - O_{2,medido}} = \frac{0{,}122}{0{,}21 - 0{,}122} = \mathbf{1{,}386} \quad \rightarrow \quad \boldsymbol{F_R} = \mathbf{0{,}721}$$

En consecuencia, el dosado absoluto será: $\boldsymbol{F} = F_R \cdot F_e = 0{,}721 \cdot 0{,}063 = \mathbf{0{,}0454}$

El caudal de aire aspirado por el motor será de $\boldsymbol{\dot{m}_{aire}} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F} = \frac{0{,}009}{0.0454} = \mathbf{0{,}198}\, \frac{\boldsymbol{kg_{as}}}{\boldsymbol{s}}$

El caudal de aire aspirado por ciclo y por cilindro será:

$$\boldsymbol{m_{aire}} = \frac{\dot{m}_{aire}}{z \cdot n \cdot \frac{1}{2}} = \frac{0{,}198}{4 \cdot \frac{4.650}{60} \cdot \frac{1}{2}} = \mathbf{0{,}00128}\, \frac{\boldsymbol{kg_{as}}}{\boldsymbol{ciclo\ cilindro}}$$

b) Para determinar el desplazamiento del motor, comenzaremos por calcular el volumen específico del punto de aspiración al motor

$$p_1 \cdot v_1 = \frac{R \cdot T_1}{PM_{aire}} \quad \rightarrow \quad \boldsymbol{v_1} = \frac{R_{aire} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot (298{,}15)}{100} = \mathbf{0{,}856}\ {}^{\boldsymbol{m^3}}/_{\boldsymbol{kg}}$$

$$v_1 = \frac{V_1}{m_{aire}} \quad \rightarrow \quad V_1 = v_1 \cdot m_{aire} = 0{,}856 \cdot 0{,}00128 = 0{,}0011\, m^3$$

$$r_{cv} = \frac{V_1}{V_2} \quad \rightarrow \quad V_2 = \frac{V_1}{r_{cv}} = \frac{0{,}0011}{18} = 6{,}08 \cdot 10^{-5}\, m^3 = V_{cc}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\boldsymbol{V_D} = V_1 - V_2 = \mathbf{0,01094\ m^3}$$

c) Ciclo de aire estándar

El punto 1 lo hemos determinado previamente. El punto 2 (final de la etapa de compresión)

$$\boldsymbol{v_2} = \frac{V_2}{m_{aire}} = \frac{6{,}08 \cdot 10^{-5}}{0{,}00128} = \mathbf{0,0475\ \frac{m^3}{kg}}$$

$$\boldsymbol{p_2} = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = 100 \cdot \left(\frac{0{,}856}{0{,}0475}\right)^{1{,}353} = \mathbf{4.993\ kPa}$$

$$\boldsymbol{T_2} = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{aire}} = \frac{5001 \cdot 0{,}0475}{0{,}287} = \mathbf{827,1\ K}$$

El punto 3 (final de la etapa de absorción de calor a volumen constante)

$$\boldsymbol{q_{abs.}} = F \cdot PCI = 0{,}0454 \cdot 40.200 = \mathbf{1.825\ {}^{kJ}/_{kg}}$$

El calor total generado por la combustión del combustible, suponemos que se dividirá en partes iguales en los cuatro cilindros:

$$q_{abs.v\,=\,cte} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \rightarrow T_3 = T_2 + \frac{q_{abs.v\,=\,cte}}{c_v} = T_2 + \frac{0{,}3 \cdot \frac{q_{abs.}}{4}}{c_v}$$

$$\boldsymbol{T_3} = 825{,}3 + \frac{0{,}3 \cdot \frac{1.865}{4}}{0{,}813} = \mathbf{995,5\ K}$$

$$v_3 = v_2 \rightarrow \boldsymbol{p_3} = \frac{T_3 \cdot R_{aire}}{v_2} = \frac{993{,}4 \cdot 0{,}287}{0{,}0475} = \mathbf{6.010\ kPa}$$

El punto 4 (final de la etapa de absorción de calor a presión constante)

$$q_{abs.p\,=\,cte} = c_p \cdot (T_4 - T_3) \rightarrow T_4 = T_3 + \frac{q_{abs.p\,=\,cte}}{c_p} = T_3 + \frac{0{,}7 \cdot \frac{q_{abs.}}{4}}{c_p}$$

$$\boldsymbol{T_4} = 995{,}5 + \frac{0{,}7 \cdot \frac{1.865}{4}}{1{,}1} = \mathbf{1.286\ K}$$

$$p_4 = p_3 \rightarrow \boldsymbol{v_4} = \frac{T_4 \cdot R_{aire}}{p_3} = \frac{1.286 \cdot 0{,}287}{6.010} = \mathbf{0,0614\ \frac{m^3}{kg}}$$

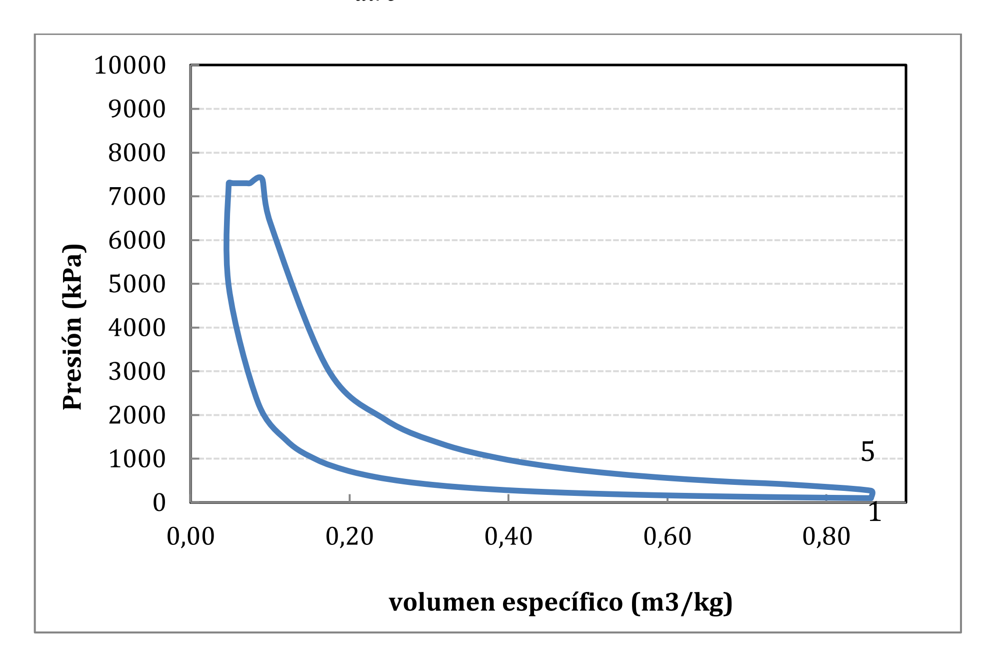
Punto 5 (final de la etapa de expansión)

$$v_5 = v_1$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$p_5 \cdot v_5^{\gamma} = p_4 \cdot v_4^{\gamma} \quad \rightarrow \quad \boldsymbol{p_5} = p_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{\gamma} = 6.010 \cdot \left(\frac{0{,}0614}{0{,}856}\right)^{1{,}35} = \boldsymbol{170,2\ kPa}$$

$$\boldsymbol{T_5} = \frac{p_5 \cdot v_5}{R_{aire}} = \frac{170{,}2 \cdot 0{,}856}{0{,}287} = \boldsymbol{507\ K}$$



d) Para calcular el rendimiento habrá que determinar el trabajo útil obtenido:

$$w_{comp.} = c_v \cdot (T_2 - T_1) = 0{,}813 \cdot (827{,}7 - 298{,}15) = 430{,}5 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{exp.} = p_3 \cdot (v_4 - v_3) + c_v \cdot (T_4 - T_5) =$$
$$= 6.010 \cdot (0{,}0614 - 0{,}0475) + 0{,}813 \cdot (1.286 - 507) = 83 + 633$$
$$= 716 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{util} = 286{,}2 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{util}}{q_{abs.}} = \frac{286{,}2}{456{,}3} = 0{,}627$$

PROBLEMA 10

Un motor de combustión interna alternativo funciona describiendo un ciclo de presión limitada. Las condiciones de inicio del ciclo son: T1 = 45 °C y p1 = 1,65 bar. La relación de compresión volumétrica es de 17:1. El motor utiliza un combustible con un PCI = 43.500 kJ/kg, con un dosado relativo igual a 0,6. Estimando que para en el punto de funcionamiento: caudal de aire de absorbido 12 kg/s, presión máxima de 125 bar y régimen de giro de 2.100 rpm, se producen unas pérdidas del 25% de la potencia térmica generada y de la presión media indicada en el motor respecto a la obtenida en el ciclo estándar de aire, determinar:

a) **Calor aportado al ciclo**
b) **Estados termodinámicos del ciclo estándar de aire**
c) **Rendimiento del ciclo estándar de aire**
d) **Presión media indicada del motor, el desplazamiento del motor, el gasto indicado de combustible, y el rendimiento indicado del motor.**

Nota:

Considerar los siguientes valores: γ = 1,33, Dosado estequiométrico (F_e) = 1/14,9), motor de 4T

SOLUCIÓN

Comenzaremos por determinar los calores específicos a partir de el coeficiente γ y el valor de la constante R_{aire}:

$$c_v = \frac{R_{aire}}{\gamma - 1} = \frac{0,287}{1,33 - 1} = 0,8697 \frac{kJ}{kgK} \;\; ; \;\; c_p = \frac{\gamma \cdot R_{aire}}{\gamma - 1} = \frac{1,33 \cdot 0,287}{1,33 - 1} = 1,1567 \frac{kJ}{kgK}$$

a) El calor aportado al ciclo lo obtendremos como el producto del caudal de combustible y su poder calorífico:

$$\dot{Q}_{abs.} = (1 - 0,25) \cdot \dot{Q}_{comb.} = 0,75 \cdot \dot{m}_f \cdot PCI$$

Teniendo en cuenta las definiciones del dosado absoluto, relativo y estequimétrico, podremos obtener el consumo de combustible del motor:

ISBN: 978-84-17900-01-4 · DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$F = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{aire}} \rightarrow \dot{m}_{fuel} = \dot{m}_{aire} \cdot F = \dot{m}_{aire} \cdot F_R \cdot F_e = 15 \cdot 0{,}6 \cdot \frac{1}{14{,}9}$$
$$= 0{,}604 \, \frac{kg}{s}$$

Por lo tanto, la potencia absorbida por el motor será:

$$\dot{Q}_{abs.} = 0{,}75 \cdot \dot{m}_f \cdot PCI = 0{,}75 \cdot 0{,}604 \cdot 43.500 = 0{,}75 \cdot 21.020 = 15.765 \, kW$$

b) Comenzaremos calculando los estados termodinámicos del ciclo por el punto de aspiración.

Punto 1. Aspiración. La presióny la temperatura están definidas en el enunciado:

T_1 = 45ºC = **318,15 K** , **P_1 =** 1,65 bar = **165 kPa**

$$\boldsymbol{v_1} = \frac{R_{aire} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot (318{,}15)}{165} = \boldsymbol{0{,}553 \, m^3/kg}$$

Punto 2. Fin de la etapa de compresión.

$$\boldsymbol{v_2} = \frac{v_1}{r_{cv}} = \frac{0{,}553}{17} = \boldsymbol{0{,}0326 \, \frac{m^3}{kg}}$$

$$\boldsymbol{p_2} = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = p_1 \cdot (r_{cv})^{\gamma} = 165 \cdot (17)^{1{,}33} = \boldsymbol{7.145 \, kPa}$$

$$\boldsymbol{T_2} = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{aire}} = \frac{7.145 \cdot 0{,}0326}{0{,}287} = \boldsymbol{810{,}4 \, K}$$

Punto 3 Final etapa de absorción de calor a volumen constante. Este punto ya está determinado puesto que conocemos su volumen específico y su presión.

$$\boldsymbol{v_3} = v_2 = \boldsymbol{0{,}0475 \, \frac{m^3}{kg}} \; ; \quad \boldsymbol{p_3} = \boldsymbol{p_{max.}} = 125 \, bar = \boldsymbol{12.500 \, kPa}$$

$$\boldsymbol{T_3} = \frac{p_3 \cdot v_3}{R_{aire}} = \frac{12.500 \cdot 0{,}0475}{0{,}287} = \boldsymbol{1.417{,}8 \, K}$$

Punto 3A Fin etapa de absorción de calor a presión constante. De este punto conocemos su presión **p_{3A}** = p3 = **12.500 kPa**. Para determinar otra variable, en primer lugar deberemos conocer la cantidad de energía absorbida por el ciclo en las condiciones de funcionamiento del motor.

En los problemas anteriores se ha trabajado considerando la energía absorbida por kilo de refrigerante (energía específica), en este problema vamos a trabajar en base a la energía absorbida por ciclo. Dado que el motor funciona a un régimen de 2.100 rpm, y es un motor de 4 tiempos (lo que supone que se realiza un ciclo cada dos revoluciones del

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

eje del motor), se producen $\frac{2.100}{60} \cdot 0{,}5 = 17{,}5 \frac{ciclos}{s}$, por lo tanto, para trabajar con la energía por ciclo deberemos hacer las operaciones siguientes.

$$q_{abs.} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{n \cdot i} = \frac{15.765 \left(\frac{kJ}{s}\right)}{\frac{2.100}{60} \left(\frac{rev.}{s}\right) \cdot 0{,}5 \left(\frac{ciclos}{rev}\right)} = 901 \left(\frac{kJ}{ciclo}\right)$$

$$m_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{n \cdot i} = \frac{12 \left(\frac{kg}{s}\right)}{\frac{2.100}{60} \left(\frac{rev.}{s}\right) \cdot 0{,}5 \left(\frac{ciclos}{rev}\right)} = 0{,}686 \left(\frac{kg}{ciclo}\right)$$

La energía absorbida en la etapa de volumen constante será:

$$q_{abs.v=cte} = m_{aire} \left(\frac{kg}{ciclo}\right) \cdot c_v \left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right) \cdot (T_3 - T_2)\ (K)$$

$$q_{abs.v=cte} = 0{,}686 \cdot 0{,}8697 \cdot (1.418 - 810) = 362 \left(\frac{kJ}{ciclo}\right)$$

La energía absorbida en la etapa de presión constante será:

$$q_{abs.p=cte} = q_{abs.} - q_{abs.v=cte} = 901 - 362 = 539 \left(\frac{kJ}{ciclo}\right)$$

$$q_{abs.p=cte} = m_{aire} \cdot c_p \cdot (T_{3A} - T_3) \rightarrow \boldsymbol{T_{3A}} = T_3 + \frac{q_{abs.p=cte}}{c_p \cdot m_{aire}} = \mathbf{2.097\ K}$$

$$\boldsymbol{v_{3A}} = \frac{T_{3A} \cdot R_{aire}}{p_{3A}} = \frac{2.097 \cdot 0{,}287}{12.500} = \mathbf{0{,}0481\ \frac{m^3}{kg}}$$

Punto 4. Final de la etapa de expansión.

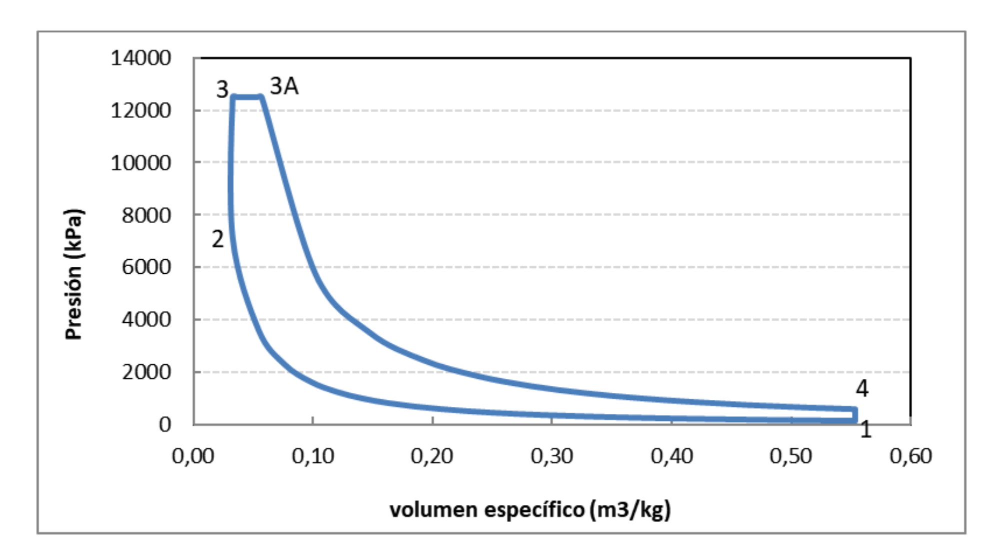
$$\boldsymbol{v_4 = v_1}$$

$$p_4 \cdot v_4^{\gamma} = p_{3A} \cdot v_{3A}^{\gamma} \quad \rightarrow \quad \boldsymbol{p_4} = p_{3A} \cdot \left(\frac{v_{3A}}{v_4}\right)^{\gamma} = 12.500 \cdot \left(\frac{0{,}0481}{0{,}553}\right)^{1{,}33} = \mathbf{485{,}8\ kPa}$$

$$\boldsymbol{T_4} = \frac{p_4 \cdot v_4}{R_{aire}} = \frac{485{,}8 \cdot 0{,}553}{0{,}287} = \mathbf{936{,}7\ K}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El ciclo resultante se puede observar en la figura:



c) El rendimiento del ciclo podemos determinarlo por dos vías, a partir de los parámetros adimensionales del ciclo (α y β), o bien, como la proporción entre la energía útil obtenida en el ciclo y la absorbida.

Con los parámetros adimensionales, aplicaremos la expresión:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{1}{{r_{cv}}^{\gamma-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \beta^{\gamma} - 1}{\alpha - 1 + \gamma \cdot \alpha \cdot (\beta - 1)}$$

Los parámetros adimensionales α y β, tendrán el valor: $\alpha = \frac{p_3}{p_2} = 1{,}75$; $\beta = \frac{v_{3A}}{v_3} = 1{,}48$

$$\boldsymbol{\eta_{ciclo}} = 1 - \frac{1}{12^{1{,}33-1}} \cdot \frac{1{,}75 \cdot 1{,}48^{1{,}33} - 1}{1{,}75 - 1 + 1{,}33 \cdot 1{,}75 \cdot (1{,}48 - 1)} = \mathbf{0{,}59}$$

Para determinar el rendimiento como cociente entre el trabajo útil y el calor absorbido:

$$\boldsymbol{\eta_{ciclo}} = \frac{w_{util}}{q_{abs.}} = \frac{825{,}5 - 293{,}5}{901} = \frac{532}{901} = \mathbf{0{,}59}$$

$$w_{exp.} = [p_3 \cdot (v_{3A} - v_3) + c_v \cdot (T_{3A} - T_4)] \cdot m_a$$

$$\boldsymbol{w_{exp.}} = [12.500 \cdot (0{,}0481 - 0{,}0326) + 0{,}8697 \cdot (2.097 - 937)] \cdot 0{,}686 =$$

$$= [194{,}5 + 1.009] \cdot 0{,}686 = \mathbf{825{,}5}\ {}^{\boldsymbol{kJ}}/_{\boldsymbol{ciclo}}$$

$$w_{comp.} = [c_v \cdot (T_2 - T_1)] \cdot m_a$$

$$\boldsymbol{w_{comp.}} = [0{,}813 \cdot (827{,}7 - 298{,}15)] \cdot 0{,}686 = 428{,}1 \cdot 0{,}686 = \mathbf{293{,}5}\ {}^{\boldsymbol{kJ}}/_{\boldsymbol{ciclo}}$$

d) Presión media indicada del motor, el desplazamiento del motor, el rendimiento indicado del motor y el gasto indicado de combustible.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Para determinar la presión media indicada del motor, hay que calcular primero la del ciclo

$$pmi_{mot} = pmi_{ciclo} \cdot (1 - 0{,}25) = \frac{w_{util}}{v_1 - v_2} \cdot 0{,}75 = 1.021{,}38 \cdot 0{,}75 = 766\ kPa$$

Suponiendo que el motor tiene un sólo cilindro:

$$V_D = V_1 - V_2 = v_1 \cdot m_a - v_2 \cdot m_a = (v_1 - v_2) \cdot m_a$$

$$V_D = (0{,}553 - 0{,}0326) \cdot 0{,}686 = 0{,}357\ m^3 = 357\ l$$

El rendimiento indicado será:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot PCI} = \frac{4.787}{0{,}604 \cdot 43.500} = 0{,}23$$

$$N_i = pmi_{motor} \cdot V_D \cdot n \cdot i \cdot z = 766 \cdot 0{,}357 \cdot \frac{2.100}{60} \cdot 0{,}5 = 4.787\ kW$$

El gasto indicado de combustible:

$$g_{if} = \frac{\dot{m}_f}{N_i} = \frac{1}{\eta_i \cdot H_C} = \frac{1}{0{,}23 \cdot 43.500} = 9{,}995 \cdot 10^5\ \frac{kg}{kJ} = 363\ \frac{g}{kWh}$$

PROBLEMA 11

Se desea acoplar un turbo – compresor a un motor que opera según un ciclo diésel. Para ello se realiza un estudio previo considerando funcionamiento según ciclo ideal de aire estándar, comparando el rendimiento obtenido en el ciclo, con y sin el equipo de turbo compresión.

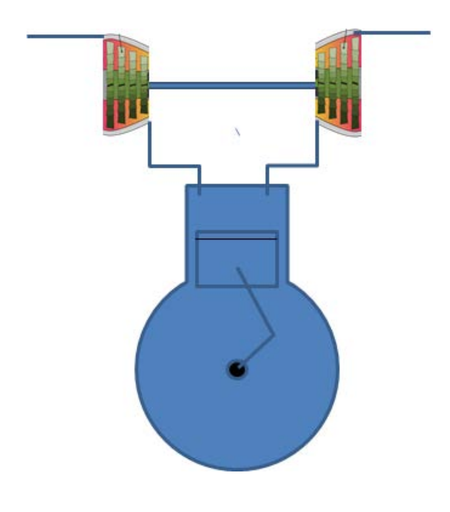
El motor tiene las siguientes características geométricas: D:20mm, s:24mm, volumen cámara de combustión por cilindro 0,5 cm^3, nº de cilindros z:4.

Las condiciones ambientales son: temperatura 15ºC, presión 100kPa. El valor promedio de calor específico presión contante del aire durante el ciclo es de cp = 1,11 kJ/kgK y la constante del aire seco: Ra = 0,287 kJ/kgK

El motor se evalúa para un parámetro β = 2,85.

- Determinar los puntos del ciclo diésel, el rendimiento del mismo y la cantidad de combustible empleado, funcionando sin turbo – compresor.
- Si se instala un equipo de turbo – compresión con una relación de compresión de 7, determinar todos los puntos del ciclo diésel (incluyendo los puntos de aspiración y descarga del turbo compresor), el rendimiento del mismo y la cantidad de combustible empleado. Los procesos en el compresor y turbina se consideran ideales, por lo que su rendimiento isentrópico es igual a la unidad.

En ambos casos se utiliza un combustible de poder calorífico inferior PCI = 31.500 kJ/kg



ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

El desplazamiento del motor y el volumen de la cámara de combustión son parámetros geométricos que no se ven afectados por el hecho de añadir un turbocompresor o no. Estos parámetros marcan la relación de compresión volumétrica, que será común a los dos ciclos (Diésel y Diésel + Turbocompresor).

Por ello vamos a calcular en primer lugar el desplazamiento del motor:

$$V_T = V_D \cdot z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot z = \frac{\pi \cdot 0{,}02^2}{4} \cdot 0{,}024 \cdot 4 = 3{,}016 \cdot 10^{-5}\, m^3$$

$$V_{C,T} = V_C \cdot z = 0{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot 4 = 2{,}0 \cdot 10^{-6}\, m^3$$

$$r_{cv} = \frac{V_D + V_C}{V_C} = \frac{3{,}016 \cdot 10^{-5} + 2{,}0 \cdot 10^{-6}}{2{,}0 \cdot 10^{-6}} = 16{,}08$$

Otro término que será común a las diferentes configuraciones del motor, será el coeficiente adiabático:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R_a} = \frac{1{,}11}{1{,}11 - 0{,}287} = 1{,}3487 \approx 1{,}35$$

Con estos datos de partida comenzamos a calcular los ciclos:

Ciclo Diésel

1. Admisión/aspiración. En este caso el motor Diésel tiene una aspiración natural, por lo tanto, las condiciones de admisión al motor son:

T1 = 15 °C = 288,15K ; p1 = 100 kPa

$$p_1 \cdot v_1 = \frac{R \cdot T_1}{PM_{aire}} \quad \rightarrow \quad v_1 = \frac{R_{aire} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot (288{,}15)}{100} = 0{,}827\, {}^{m^3}/_{kg}$$

$$m_{aire} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_D + V_C}{v_1} = \frac{32{,}16 \cdot 10^{-6}}{0{,}827} = 3{,}889 \cdot 10^{-5}\, kg$$

2. Final etapa de compresión mecánica / Inicio absorción de calor

$$v_2 = \frac{v_1}{r_{cv}} = \frac{0{,}827}{16{,}08} = 0{,}0514\, {}^{m^3}/_{kg}$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = 100 \cdot \left(\frac{0{,}827}{0{,}0514}\right)^{1{,}35} = 4.235{,}8\, kPa$$

La temperatura la calcularemos a partir con la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{aire}} = \frac{4235{,}8 \cdot 0{,}0514}{0{,}287} = 759\, K$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

3. Fin de la absorción de calor

La presión del punto 2 coincide con la presión máxima obtenida en el punto 2, por lo tanto, p3 = p2 = 4.235,8 kPa

Con el coeficiente b de funcionamiento del motor diésel, tendremos el volumen específico resultante:

$$\beta = \frac{v_3}{v_2} \rightarrow v_3 = \beta \cdot v_2 = 2{,}85 \cdot 0{,}0514 = 0{,}1466 \ {}^{m^3}/_{kg}$$

Conocida la presión y el volumen específico, queda determinada la temperatura:

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot v_3}{R_{aire}} = \frac{4.235{,}8 \cdot 0{,}1466}{0{,}287} = 2.163{,}3\ K$$

La energía específica absorbida para calentar el aire desde la temperatura T2 a T3, en un proceso a presión constante, se puede evaluar con la siguiente expresión:

$$q_{abs.} = c_p \cdot (T_3 - T_2) = 1{,}11 \cdot (2.163{,}4 - 759) = 1.558{,}9 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

El dosado podemos despejarlo a partir del dato anterior y del poder calorífico inferior del combustible:

$$q_{abs.} = F \cdot PCI \rightarrow F = \frac{q_{abs.}}{PCI} = \frac{1.558{,}9}{31.500} = 0{,}0495$$

Con el valor del dosado podremos conocer la masa de combustible empleada:

$$F = \frac{m_{fuel}}{m_{aire}} \rightarrow m_{fuel} = F \cdot m_{aire} = 0{,}0495 \cdot 3{,}889 \cdot 10^{-5} = 192{,}5 \cdot 10^{-8}\ kg$$

4. Final etapa de expansión

El volumen específico de este punto es igual al de admisión: v4 = v1 = 0,8827 m3/kg

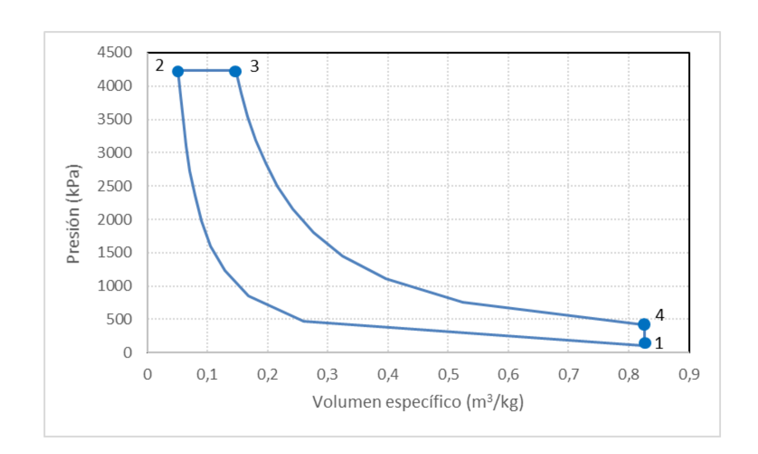
La presión se determina aplicando la relación propia de una expansión isentrópica y adiabática:

$$p_4 \cdot v_4^{\gamma} = p_3 \cdot v_3^{\gamma} \quad \rightarrow \quad p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma} = 4.235{,}8 \cdot \left(\frac{0{,}1466}{0{,}827}\right)^{1{,}35} = 410{,}6\ kPa$$

Una vez conocida la presión y el volumen específico, la temperatura la despejaremos de la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R_{aire}} = 1.183{,}2\ K$$

El ciclo resultante se muestra en la figura:



Rendimiento del ciclo lo obtendremos calculando previamente los parámetros energéticos:

$$w_{comp.} = c_v \cdot (T_2 - T_1) = (c_p - R_a) \cdot (T_2 - T_1) = 387{,}55 \; {}^{kJ}/_{kg}$$

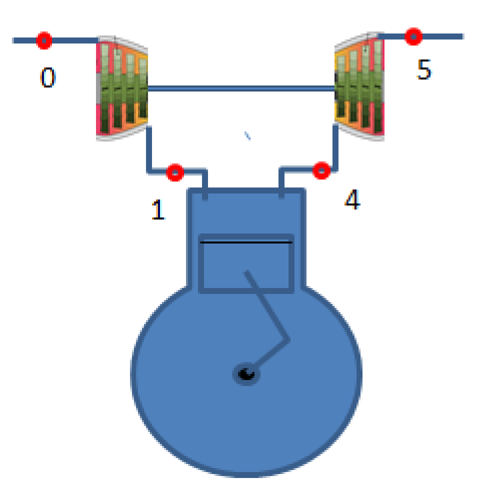
$$w_{exp.} = p_3 \cdot (v_3 - v_2) + c_v \cdot (T_3 - T_4) = 403{,}25 + 1.548{,}2 = 1.209{,}6 \; {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{util} = w_{exp.} - w_{comp.} = 822{,}06 \; {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{util}}{q_{abs.}} = 0{,}527$$

<u>Ciclo Diésel con Turbo compresor</u>

En este caso, al colocar un turbocompresor, se modifican las condiciones de aspiración del motor, en el sentido de aumentar su densidad ó disminuir su volumen específico.



En este caso, designamos con el subíndice “0” a las condiciones ambiente y “1” a las condiciones de salida del compresor, admisión al motor.

Por lo tanto, el punto cero, “0” tiene los valores:

T0 = 15 °C = 288,15K ; p0 = 100 kPa

1. Admisión/aspiración. En este caso el motor Diésel tiene las condiciones de aspiración generadas en la descarga del compresor

$$\frac{T_{1s}}{T_0} = (r_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{1s} = T_0 \cdot (r_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 288{,}15 \cdot (7)^{\frac{0{,}35}{1{,}35}} = 476.57\ K$$

$$p_1 = p_0 \cdot r_p = 100 \cdot 7 = 700\ kPa$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$p_1 \cdot v_1 = \frac{R \cdot T_1}{PM_{aire}} \quad \rightarrow \quad v_1 = \frac{R_{aire} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot (476{,}57)}{700} = 0{,}195 \ {}^{m^3}\!/_{kg}$$

Dado que la geometría del motor no cambia, la cantidad de aire aspirado por el motor, será mayor dado que decrece el volumen específico de aspiración:

$$m_{aire} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{32{,}16 \cdot 10^{-6}}{0{,}195} = 16{,}5 \cdot 10^{-5}\ kg$$

Determinado el nuevo punto de aspiración, el resto de puntos del ciclo Diésel se calcularán de la misma forma que en el apartado anterior.

2. Final etapa de compresión mecánica / Inicio absorción de calor

$$v_2 = \frac{v_1}{r_{cv}} = \frac{0{,}195}{16{,}08} = 0{,}01215 \ {}^{m^3}\!/_{kg}$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = 700 \cdot \left(\frac{0{,}195}{0{,}01215}\right)^{1{,}35} = 29.650\ kPa$$

La temperatura la calcularemos a partir con la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{aire}} = \frac{29.650 \cdot 0{,}01215}{0{,}287} = 1.255{,}4\ K$$

3. Fin de la absorción de calor

La presión del punto 2 coincide con la presión máxima obtenida en el punto 2, por lo tanto, p3 = p2 = 29.650 kPa

Con el coeficiente b de funcionamiento del motor diésel, tendremos el volumen específico resultante:

$$\beta = \frac{v_3}{v_2} \ \rightarrow \ v_3 = \beta \cdot v_2 = 2{,}85 \cdot 0{,}01215 = 0{,}03463 \ {}^{m^3}\!/_{kg}$$

Conocida la presión y el volumen específico, queda determinada la temperatura:

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot v_3}{R_{aire}} = \frac{29.650 \cdot 0{,}034636}{0{,}287} = 3.577{,}9\ K$$

La energía específica absorbida para calentar el aire desde la temperatura T2 a T3, en un proceso a presión constante, se puede evaluar con la siguiente expresión:

$$q_{abs.} = c_p \cdot (T_3 - T_2) = 1{,}11 \cdot (3.577{,}9 - 1.255{,}4) = 2.578 \ {}^{kJ}\!/_{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El dosado podemos despejarlo a partir del dato anterior y del poder calorífico inferior del combustible:

$$q_{abs.} = F \cdot PCI \rightarrow F = \frac{q_{abs.}}{PCI} = \frac{2.578}{31.500} = 0{,}0818$$

Con el valor del dosado podremos conocer la masa de combustible empleada:

$$F = \frac{m_{fuel}}{m_{aire}} \rightarrow m_{fuel} = F \cdot m_{aire} = 0{,}0818 \cdot 16{,}5 \cdot 10^{-5} = 1{,}35 \cdot 10^{-5}\, kg$$

4. Final etapa de expansión

El volumen específico de este punto es igual al de admisión: v4 = v1 = 0,195 m3/kg

La presión se determina aplicando la relación propia de una expansión isentrópica y adiabática:

$$p_4 \cdot v_4^{\gamma} = p_3 \cdot v_3^{\gamma} \rightarrow p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma} = 29.650 \cdot \left(\frac{0{,}03463}{0{,}1954}\right)^{1{,}35} = 2.874{,}5\, kPa$$

Una vez conocida la presión y el volumen específico, la temperatura la despejaremos de la ecuación de estado de gas perfecto:

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R_{aire}} = 1.957\, K$$

5. – Descarga de la turbina

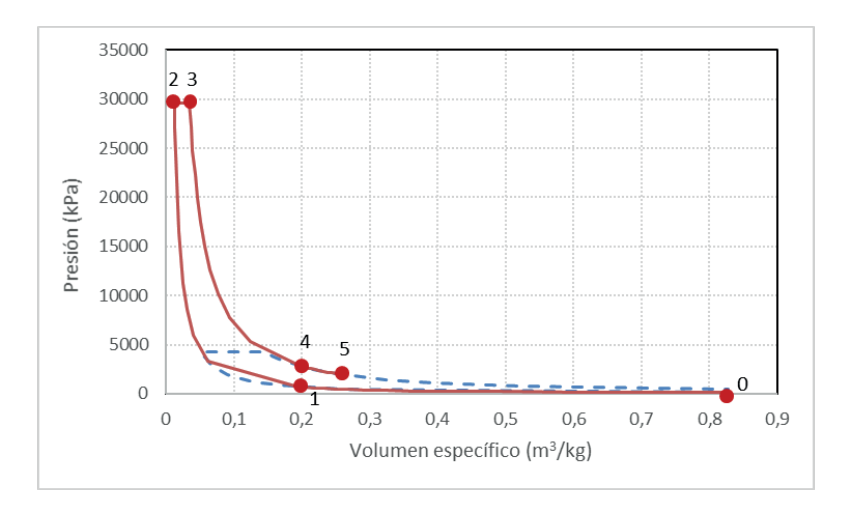
El trabajo desarrollado por la turbina se consume íntegramente en el compresor, por lo tanto:

$$w_{Turb.} = w_{comp.} = c_p \cdot (T_1 - T_0) = 1{,}1 \cdot (476{,}6 - 288{,}15) = 209{,}1\, \frac{kJ}{kg}$$

$$w_{Turb.} = c_p \cdot (T_4 - T_{5s}) \rightarrow T_{5s} = T_4 - \frac{w_{Turb.}}{c_p} = 1.957 - \frac{290{,}1}{1{,}1} = 1.768{,}5\, K$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El ciclo resultante se muestra en la figura:



Rendimiento del ciclo lo obtendremos calculando previamente los parámetros energéticos:

$$w_{comp.} = c_v \cdot (T_2 - T_1) = (c_p - R_a) \cdot (T_2 - T_1) = 641 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{exp.} = p_3 \cdot (v_3 - v_2) + c_v \cdot (T_3 - T_4) = 403{,}25 + 1.548{,}2 = 2.000{,}6 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$w_{util} = w_{exp.} - w_{comp.} = 1.359{,}6 \ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{util}}{q_{abs.}} = 0{,}527$$

En general tenemos en este ciclo que al entrar más masa de aire se consume más combustible que en el motor atmosférico. Las presiones y temperaturas de trabajo también son superiores. Por el lado beneficiosa tendremos que el trabajo útil obtenido es mucho mayor

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMAS REFRIGERACIÓN COMPRESIÓN DE VAPOR

Índice

PROBLEMA 1

Se está ensayando el ciclo frigorífico de la figura. Los datos recabados en los ensayos son los mostrados en la tabla.

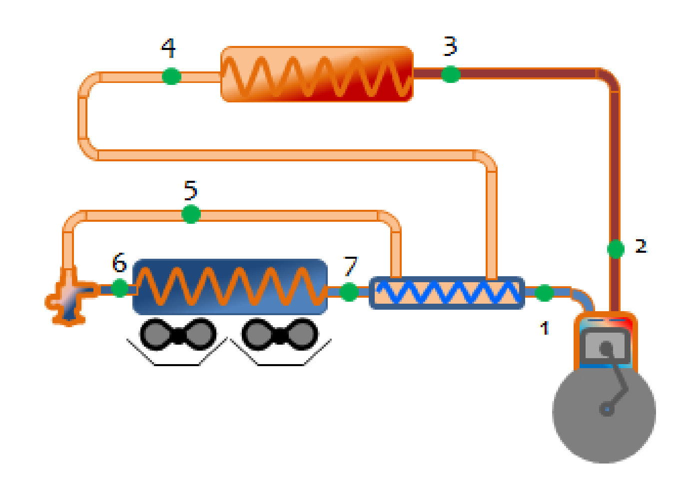
		Presión (bar)	Temperatura (°C)
1	Aspiración compressor		12
2	Descarga del compresor		110
3	Entrada al Condensador	20,5	101,6
4	Salida del condensador		48,8
5	Entrada Valv. Expansión		39,8
6	Entrada Evaporador	3,5	
7	Salida Evaporador		−1,2

Caudal de refrigerante

$$\dot{m}_{ref} = 0,045\,\frac{kg}{s}$$

Rendimiento de accionamiento mecánico y eléctrico en el compresor: 0,75

No se consideran pérdidas de carga en las líneas.



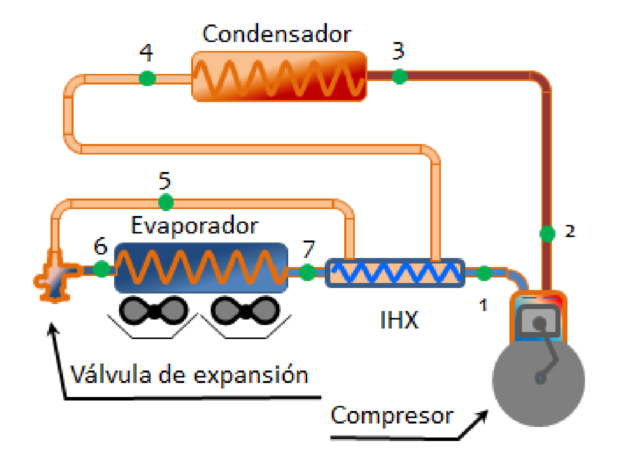
Conocida la geometría del compresor (diámetro del pistón: 85 mm, nº pistones 2, carrera: 60 mm; frecuencia de giro del eje: 391 rpm), determinar todos los parámetros posibles del ciclo.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

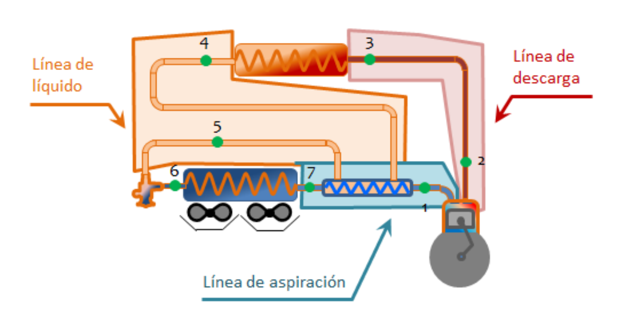
Se trata de un problema básico en el que partiendo de unos datos medidos se va a ir construyendo el ciclo sobre el diagrama p–h, para posteriormente calcular los parámetros energéticos del mismo.

En primer lugar, identificamos los componentes y las diferentes líneas de la instalación:



Los elementos principales de la instalación son:

- Evaporador
- Condensador
- Valv. de Expansión
- Compresor
- IHX. Intercambiador de Subenfriamiento – Recalentamiento ó Intercambiador Interno.



Además, tenemos el conexionado de los elementos:

- Línea de descarga, que une el compresor y el condensador
- Línea de líquido, que une el condensador y la válvula de expansión
- Línea de aspiración, que une el compresor y el evaporador.

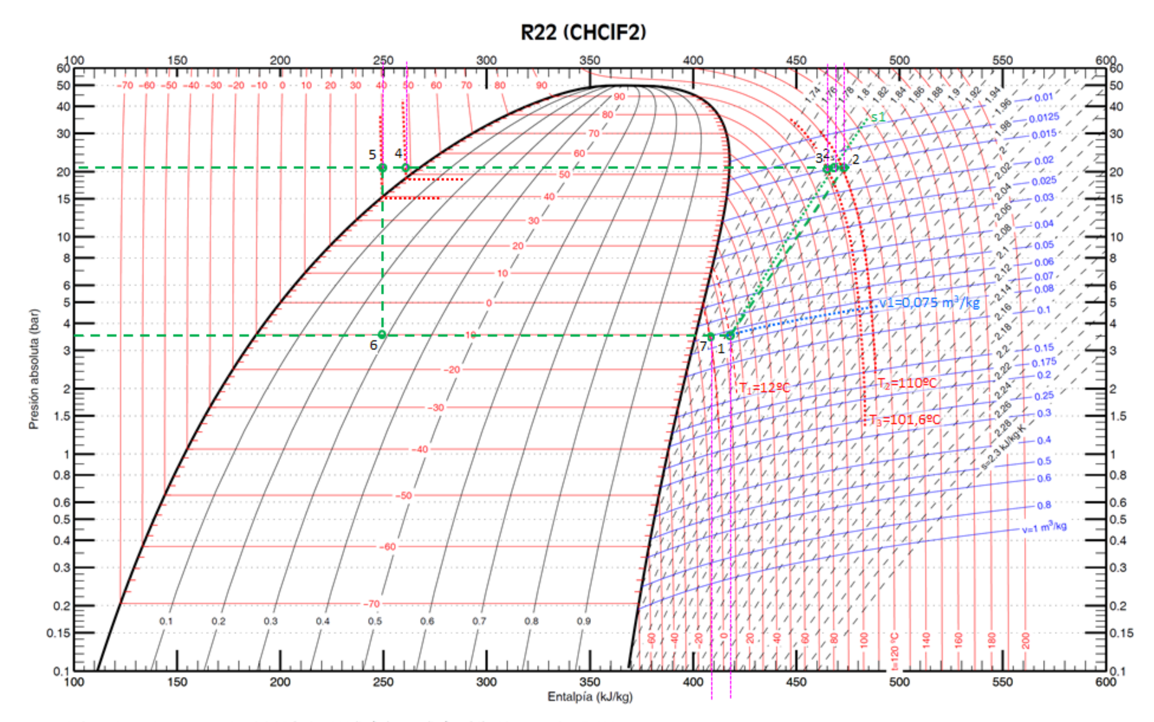
La válvula de expansión y el evaporador están unidos por una línea de mínima longitud, que no recibe ningún nombre específico. La razón de que válvula y evaporador estén unidos es para evitar la evaporación del líquido a baja presión y temperatura antes de entrar al evaporador, dado que esta evaporación produce el efecto frigorífico buscado y debe realizarse dentro del evaporador para enfriar al foco frío.

Comenzaremos el trazado del ciclo en el diagrama p – h ubicando los dos niveles de presión entre los que trabaja la instalación frigorífica. Esto nos permite identificar las temperaturas de condensación y evaporación:

$$p_k = 20{,}5 \text{ bar} \rightarrow T_k = 52 \text{ °C} \quad ; \quad p_o = 3{,}5 \text{ bar} \rightarrow T_o = -10{,}4 \text{ °C}$$

Los puntos 2,3, 4 y 5 se sitúan sobre isóbara de condensación, mientras que los puntos 6, 7 y 1, sobre la isóbara de evaporación. Dado que en el enunciado se aportan las temperaturas, tendremos el par de variables necesario para situar los diferentes puntos del ciclo en el diagrama presión entalpía y de esta manera poder leer el resto de propiedades de los mismos.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.git.uji.es) Universidad Jaume I de Castellón

		Presión	Temperatura	h	s	v	x_v
		(bar)	(°C)	(kJ/kg)	(kJ/kgK)	(m³/kg)	
1	Aspiración compressor	20,5	12	418	1,825	0,075	
2	Descarga del compresor	20,5	110	474			
2s	Descarga ideal del compresor	20,5	105	469	1,825		
3	Entrada al Condensador	20,5	101,6	465			
4	Salida del condensador	20,5	48,8	261			
5	Entrada Valv. Expansión	3,5	39,8	250			
6	Entrada Evaporador	3,5	−10,4	250			0,29
7	Salida Evaporador	3,5	−1,2	409			

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Ahora estamos en condiciones de poder calcular los recalentamientos y subenfriamientos del ciclo:

- Recalentamiento útil → RU = $T_7 - T_o = -1{,}2 - (-10{,}4) = 9{,}2$ °C
- Recalentamiento menos útil → RMU = $T_1 - T_7 = 12 - (-1{,}2) = 13{,}2$ °C
- Recalentamiento total = RU + RMU = 22,4 °C
- Subenfriamiento a la salida del condensador = $T_k - T_4 = 52 - 48{,}8 = 3{,}2$ °C
- Subenfriamiento en la línea de líquido = $T_4 - T_5 = 48{,}8 - 39{,}8 = 9$ °C
- Subenfriamiento total = $T_k - T_5 = 52 - 39{,}8 = 12{,}2$ °C

El rendimiento volumétrico del compresor en estas condiciones es:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot v_1}{\dot{V}_G} = \frac{0{,}045 \cdot 0{,}075}{0{,}004437} = 0{,}7606$$

$$\dot{V}_G = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot z \cdot N = \frac{\pi \cdot 0{,}085^2}{4} \cdot 0{,}06 \cdot 2 \cdot \frac{391}{60} = 0{,}00444 \frac{m^3}{s}$$

El rendimiento isentrópico obtenido en el compresor será:

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{469 - 418}{474 - 418} = 0{,}911$$

La potencia térmica absorbida en el evaporador:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{ref} \cdot (h_7 - h_6) = 0{,}045 \cdot (409 - 250) = 7{,}15\ kW$$

La potencia térmica cedida al ambiente (foco caliente) en el condensador:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_4) = 0{,}045 \cdot (465 - 261) = 9{,}18\ kW$$

La potencia eléctrica consumida por el compresor

$$P_e = \frac{\dot{W}_c}{\eta_{me}} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{me}} = \frac{0{,}045 \cdot (474 - 418)}{0{,}75} = \frac{2{,}52}{0{,}75} = 3{,}36\ kW$$

El rendimiento energético de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_e} = \frac{7{,}15}{3{,}36} = 2{,}13$$

La eficiencia del intercambiador interno:

$$\varepsilon_{IHX} = \frac{12 - (-1{,}2)}{48{,}8 - (-1{,}2)} = 0{,}264$$

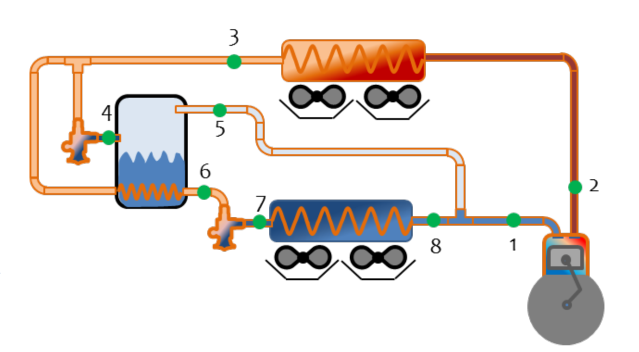
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 2

El ciclo de compresión de vapor que muestra la figura utiliza como refrigerante el R134a, y opera entre 50 °C de temperatura de condensación, y 10 °C de temperatura de evaporación. En este ciclo se aplica un sistema de subenfriamiento que desvía parte del caudal que circula por el condensador hacia un depósito. Antes de entrar en depósito el refrigerante derivado es expandido para así ponerlo en disposición de enfriar la corriente principal de refrigerante.

La potencia frigorífica absorbida por el ciclo es de 120 kW. En el evaporador se considera un recalentamiento útil de 0 °C, mientras que el recalentamiento menos útil es de 10 °C. El grado de subenfriamiento a la salida del condensador es de 5 °C.

En estas condiciones determinar:



a) Estados energéticos de los puntos principales del ciclo.
b) Caudales trasegados por la instalación
c) Desplazamiento necesario del compresor
d) Rendimiento energético
e) Potencia y rendimiento obtenido si se eliminara el sistema de subenfriamiento, manteniendo igual los parámetros del ciclo.

Consideraciones:

- $\eta_i = \eta_v = 1 - 0{,}05 \cdot t$; t = tasa de compresión: $\frac{p_k}{p_o}$
- $\eta_m = 0{,}9$
- $T_6 = 30$ °C

SOLUCIÓN

a) Estados termodinámicos del ciclo.

Para calcular los estados termodinámicos, en primer lugar, determinamos las presiones de trabajo:

$T_k = 50$ °C → mirando en el diagrama $p_k = 13{,}4$ bar

$T_o = 10$ °C → mirando en el diagrama $p_o = 4{,}2$ bar

ISBN: 978-84-17900-01-4 · DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

A continuación, situamos en el diagrama los ocho puntos del diagrama:

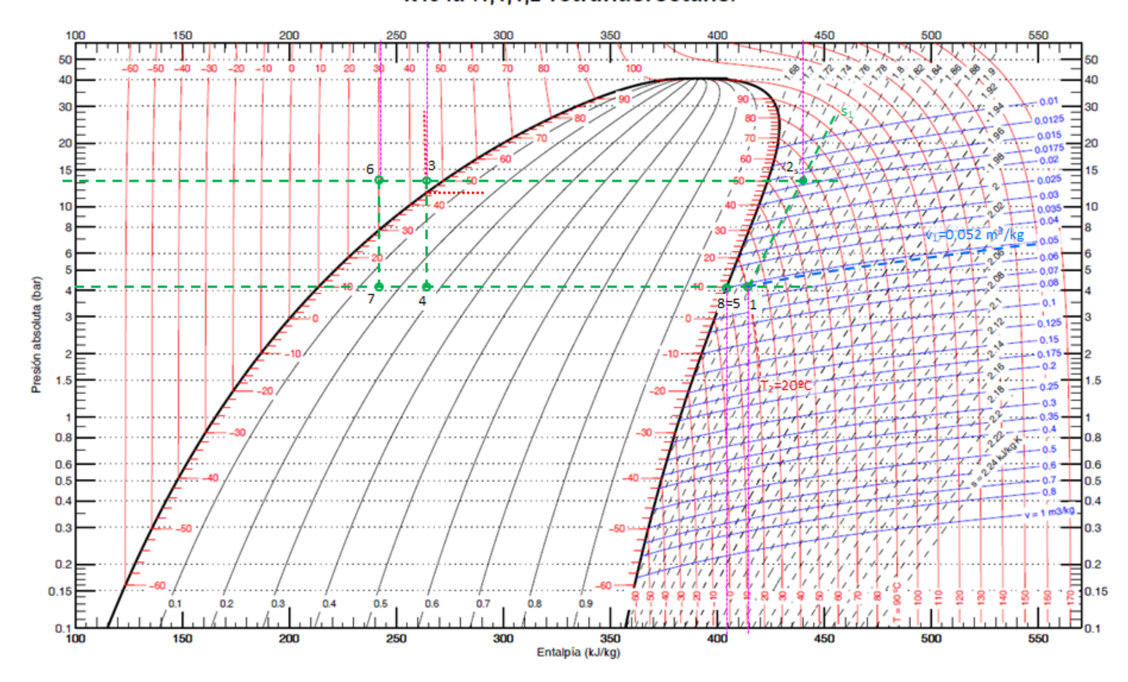
- El punto 3 tendrá una temperatura de $T_3 = T_k$ – GSC = 50 – 0 = 50 °C → $h_3(p_k,T_3)$ = 264 kJ/kg = h_4
- El punto 6 tiene una temperatura de 30 °C, según enunciado → $h_6(p_k,T_6)$ = 243 kJ/kg = h_7
- El punto 5 es la salida superior de un depósito, por lo tanto se corresponde con vapor saturado a la presión de evaporación $h_5 = h_{v,sat}(p_o)$ = 404 kJ/kg
- El punto 8 es la salida del evaporador. Dado que el recalentamiento útil es nulo, la entalpía será $h_8 = h_{v,sat}(p_o)$ = 403 kJ/kg, por lo tanto, energéticamente coincide con el punto 5.
- El punto 1 , aspiración del compresor, tiene un recalentamiento menos útil de 10 °C, por lo tanto, su temperatura será $T_1 = T_8 + 10 = T_o + 10$ = 20 °C → $h_1(p_o,T_1)$ = 414 kJ/kg
- El punto 2_s, de descarga ideal del compresor resultará de la intersección entre la línea isentrópica que pasa por 1, y la línea isóbara correspondiente a la presión de condensación: $h_{2s}(s_1,p_k)$ = 440 kJ/kg
- Finalmente, el punto de descarga real del compresor lo calcularemos a partir del rendimiento interno:

$$\eta_i = 1 - 0{,}05 \cdot t = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i}$$

$$\eta_i = 1 - 0{,}05 \cdot t = 1 - 0{,}05 \cdot \frac{p_k}{p_o} = 1 - 0{,}05 \cdot \frac{13{,}4}{4{,}2} = 0{,}8401$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i} = 414 + \frac{440 - 414}{0{,}8401} = 445 \frac{kJ}{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.git.uji.es) Universidad Jaume I de Castellón

b) Caudales másicos.

Seguidamente calcularemos los caudales másicos de refrigerante que circulan por el evaporador, por el condensador y por el punto 5. Para ello deberemos de utilizar los balances energéticos y másicos.

Puesto que conocemos la potencia térmica absorbida en el evaporador, podemos plantear un balance energético en el mismo, sin añadir más incógnitas:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot (h_8 - h_7) \rightarrow \dot{m}_o = \frac{\dot{Q}_o}{(h_8 - h_7)} = \frac{120}{403 - 243} = 0{,}75\,\frac{kg}{s}$$

En la unión entre 5 y 8, podemos realizar un balance másico, pero no uno energético, puesto que ambos puntos tienen el mismo estado.



$$\dot{m}_k = \dot{m}_o + \dot{m}_5$$

La última ecuación la podemos obtener al realizar un balance energético en el dispositivo de subenfriamiento. Para ello, tomaremos el volumen de control de la figura:

c) El desplazamiento del compresor deberá de ser:

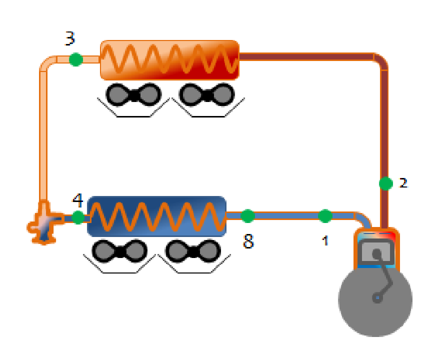
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_k \cdot v_1}{\dot{V}_G} \rightarrow \dot{V}_G = \frac{\dot{m}_k \cdot v_1}{\eta_v} = \frac{0,863 \cdot 0,052}{0,8401} = 0,0534\,\frac{m^3}{s}$$

d) Finalmente calcularemos el COP de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_e} = \frac{\dot{Q}_o}{\frac{\dot{m}_k \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{me}}} = \frac{120}{\frac{0,863 \cdot (445 - 414)}{0,9}} = \frac{120}{29,7} = 4,04$$

e) Si eliminamos el sistema de subenfriamiento, manteniendo el resto de parámetros del ciclo, el rendimiento será:



$h_1(p_o,T_1)$ = 414 kJ/kg ; $h_2 = 445\,\frac{kJ}{kg}$

$h_3(p_k,T_3)$ = 264 kJ/kg = h_4

$h_8 = h_{v,sat}(p_o)$ = 403 kJ/kg

$$\dot{Q}_o = 120\,kW$$

$$\dot{m}_k = \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_o = \frac{\dot{Q}_o}{(h_8 - h_4)} = \frac{120}{403 - 264} = 0,863\,\frac{kg}{s}$$

$$COP' = \frac{\dot{Q}_o}{P_e} = \frac{\dot{Q}_o}{\frac{\dot{m}_k \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{me}}} = \frac{120}{\frac{0,863 \cdot (445 - 414)}{0,9}} = \frac{120}{29,7} = 4,04 = COP$$

La potencia frigorífica que rinde la máquina es una demanda que mantenemos constante. En estas condiciones, observamos cómo el sistema de subenfriamiento no supone una mejora en el rendimiento energético de la máquina, puesto que el menor salto entálpico en el evaporador se suple con un mayor caudal de refrigerante que pasa por este intercambiador. La zona de compresión queda exactamente igual (mismo caudal, y mismo salto entálpico).

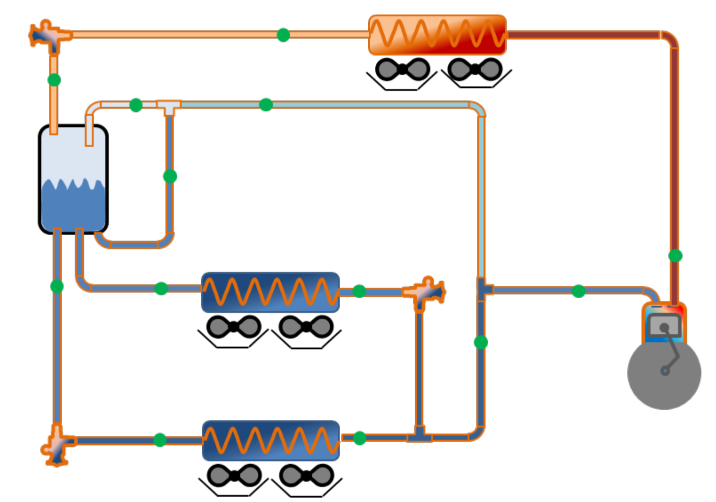
PROBLEMA 3

Se está diseñando una instalación frigorífica de compresión simple de vapor, que dé servicio a dos evaporadores a niveles térmicos diferentes. Uno a 0 °C y potencia de 46 kW, y otro a −20 °C y potencia de 25 kW. La instalación condensa con aire en una zona donde la temperatura ambiente promedio es de 15 °C.

El ciclo frigorífico propuesto es el que se muestra en la figura.

El refrigerante empleado será amoniaco (NH_3)

No se considera ningún tipo de recalentamiento útil, ni menos útil. Tampoco ningún tipo de subenfriamiento.



- **El rendimiento interno y el volumétrico se aproximan mediante la correlación:**
  $\eta_i = \eta_v = 1 - 0{,}05 \cdot t$
- **El compresor tendrá un rendimiento mecánico aproximado de $\eta_m = 0{,}9$**

En estas condiciones determinar:

a) Los estados termodinámicos de los puntos del ciclo
b) Los caudales trasegados en la instalación
c) El desplazamiento del compresor y la potencia eléctrica consumida por éste.
d) El caudal de agua necesario para enfriar el compresor de forma que la temperatura de descarga no supere los 70 °C

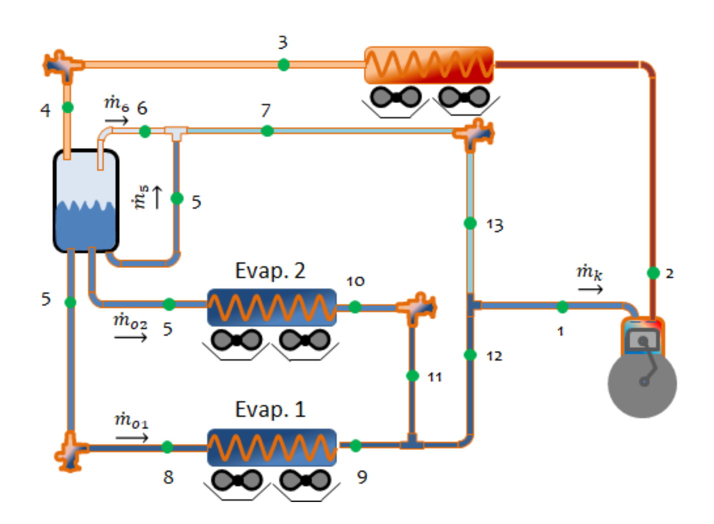
SOLUCIÓN

- Estados termodinámicos.

Dado que el esquema del ciclo que aparece en el enunciado no está numerado, vamos a numerarlo y también a marcar los diferentes caudales que circulan.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Para conocer el estado termodinámico de los puntos del ciclo, en primer lugar, calcularemos las presiones de funcionamiento a partir de las temperaturas en los evaporadores y en el condensador:



T_k = 30 °C → mirando en el diagrama p – h del amoniaco, p_k = 11,7 bar

T_{o1} = –20 °C → mirando en el diagrama p – h del amoniaco, p_{o1} = 1,9 bar

T_{o2} = 0 °C → mirando en el diagrama p – h del amoniaco, p_{o1} = 4,3 bar

Con la información que aporta el enunciado, vamos a ir ubicando en el diagrama los primeros puntos del ciclo:

- El punto 1, aspiración del compresor, está a la mínima presión del ciclo, puesto que el único compresor que hay deberá de vencer la tasa máxima de compresión. Dado que no hay ni recalentamiento útil, ni menos útil, la temperatura del punto 1, coincide con la de evaporación 1, es decir, $T_1 = T_{o1}$ = –20 °C. Por lo tanto, $h_1 = h_{v,sat}(T_{o1})$ = 1.430 kJ/kg
- El punto 2_s, de descarga ideal del compresor resultará de la intersección entre la línea isentrópica que pasa por 1, y la línea isóbara correspondiente a la presión de condensación: $h_{2s}(s_1,p_k)$ = 1.700 kJ/kg
- El punto de descarga real del compresor lo calcularemos a partir del rendimiento interno:

$$\eta_i = 1 - 0{,}05 \cdot t = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i}$$

$$\eta_i = 1 - 0{,}05 \cdot t = 1 - 0{,}05 \cdot \frac{p_k}{p_o} = 1 - 0{,}05 \cdot \frac{11{,}7}{1{,}9} = 0{,}692$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i} = 1.430 + \frac{1.700 - 1.430}{0{,}692} = 1.820 \, \frac{kJ}{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

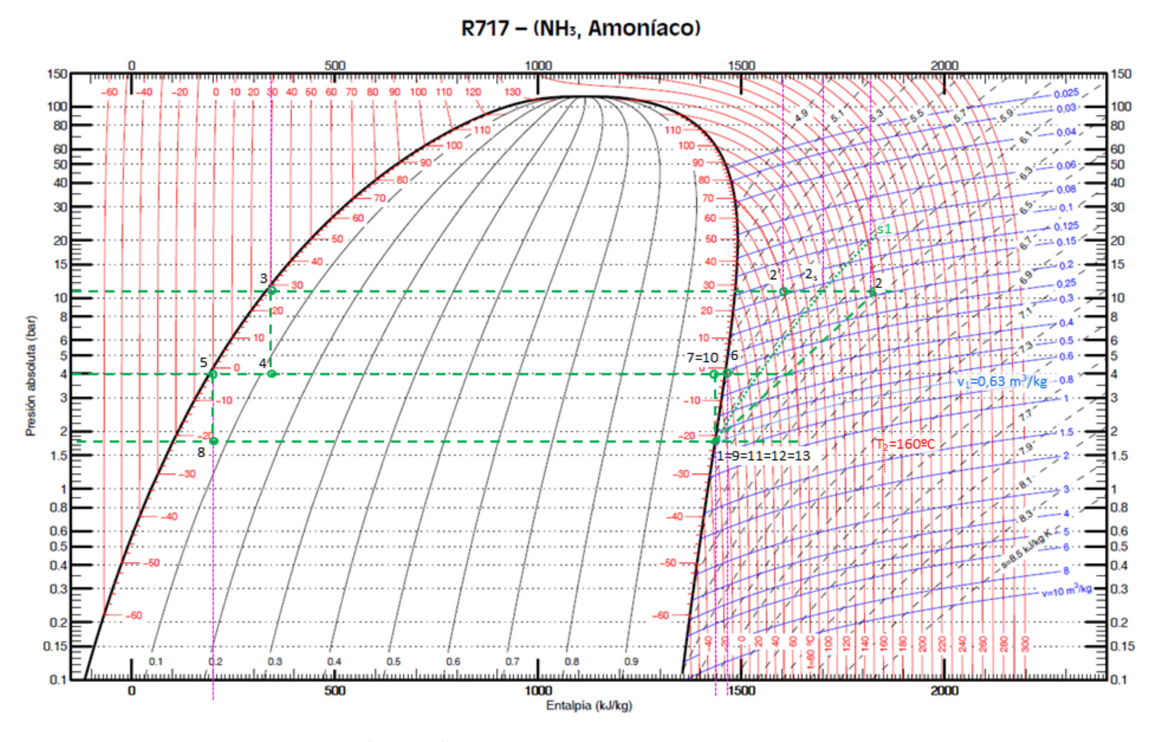
Una vez situado el punto en el diagrama, podemos leer la temperatura del punto de descarga del compresor es de T_2 = 160 °C

- El punto 3 tendrá una temperatura de $T_3 = T_k - GSC = 30 - 0 = 30$ °C → $h_3 = h_{l,sat}(T_k)$ = 340 kJ/kg = h_4
- El punto 5 es líquido saturado puesto que se extrae de la parte inferior de un depósito en el que coexiste líquido y vapor a la misma presión, es decir, está en condiciones bifásicas → $h_5 = h_{l,sat}(T_{o2})$ = 200 kJ/kg = h_8
- El punto 6 es líquido saturado puesto que se extrae de la parte inferior de un depósito en el que coexiste líquido y vapor a la misma presión, es decir, está en condiciones bifásicas → $h_6 = h_{v,sat}(T_{o2})$ = 1.465 kJ/kg
- El punto 9 es la salida del evaporador, y puesto que el recalentamiento útil es nulo, estará en condiciones de vapor saturado, por lo tanto, energéticamente será equivalente al punto 1 ($h_9 = h_1$ = 1.430 kJ/kg)
- Puesto que no existe recalentamiento útil, ni menos útil, 9 y 1 son energéticamente el mismo punto, los restantes puntos que intervienen en la mezcla también tendrán el mismo estado energético:

$$h_1 = h_{11} = h_{12} = h_{13} = 1.430 \text{ kJ/kg}$$

- Los puntos 7 y 10 se sitúan sobre la isóbara de p_{o2}, y aguas arriba de una válvula de expansión cuya descarga tiene el nivel energético de 1. Por lo tanto, ambos tendrán la misma que 1.

$$h_1 = h_7 = h_{10} = 1.430 \text{ kJ/kg}$$



ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

- Caudales másicos.

Para calcular los caudales másicos realizaremos balances energéticos y másicos. Dado que nos dan la potencia frigorífica en ambos evaporadores, podemos calcular el caudal que circula a través de ellos:

$$\dot{Q}_{o1} = \dot{m}_{o1} \cdot (h_9 - h_8) \rightarrow \dot{m}_{o1} = \frac{\dot{Q}_{o1}}{(h_9 - h_8)} = \frac{25}{1.430 - 200} = 0{,}0203\,\frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{o2} = \dot{m}_{o2} \cdot (h_{10} - h_5) \rightarrow \dot{m}_{o2} = \frac{\dot{Q}_{o2}}{(h_{10} - h_5)} = \frac{46}{1.430 - 200} = 0{,}0374\,\frac{kg}{s}$$

En el depósito podemos realizar dos balances másicos, el total de masas y el parcial de masas de vapor

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{o1} + \dot{m}_{o2} + \dot{m}_5 + \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_6 = x_{v,4} \cdot \dot{m}_k$$

$$x_{v,4} = \frac{h_4 - h_{l,sat}(p_{o2})}{h_{v,sat}(p_{o2}) - h_{l,sat}(p_{o2})} = \frac{h_4 - h_5}{h_6 - h_5} = \frac{340 - 200}{1.465 - 200} = 0{,}11$$

La tercera ecuación que necesitamos es el balance energético en la mezcla entre 5 y 6:

$$(\dot{m}_5 + \dot{m}_6) \cdot h_7 = h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6$$

Resolviendo el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, obtenemos que los caudales másicos serán:

$$\dot{m}_5 = 0{,}0002036\,\frac{kg}{s} \quad ; \quad \dot{m}_6 = 0{,}00716\,\frac{kg}{s} \quad ; \quad \dot{m}_k = 0{,}0651\,\frac{kg}{s}$$

- El desplazamiento del compresor lo obtenemos a partir del rendimiento volumétrico

$$\eta_v = \eta_i = 1 - 0{,}05 \cdot t = 1 - 0{,}05 \cdot \frac{p_k}{p_o} = 0{,}692$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_k \cdot v_1}{\dot{V}_G} \rightarrow \dot{V}_G = \frac{\dot{m}_k \cdot v_1}{\eta_v} = \frac{0{,}0651 \cdot 0{,}63}{0{,}692} = 0{,}0593\,\frac{m^3}{s}$$

$$P_e = \frac{\dot{W}_c}{\eta_{me}} = \frac{\dot{m}_k \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{me}} = \frac{0{,}0651 \cdot (1.820 - 1.430)}{0{,}9} = \frac{25{,}39}{0{,}9} = 28{,}21\,kW$$

- Si el compresor lleva integrado un sistema que limita la temperatura de descarga a 70 °C, mediante un sistema de refrigeración con agua, parecido al empleado en las camisas del motor de un coche (se hace circular agua por las canalizaciones internas del bloque y culata del compresor). Realizando un balance energético podremos estimar el caudal de agua necesario con un salto térmico de 10 °C para lograr la nueva temperatura de descarga.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot \Delta T = \dot{m}_k \cdot \left(h_2(p_k, 160ºC) - h_{2'}(p_k, 70\ °C)\right)$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{m}_k \cdot \left(h_2(p_k, 160ºC) - h_{2'}(p_k, 70ºC)\right)}{c_{p,agua} \cdot \Delta T} = \frac{0{,}0651 \cdot (1.820 - 1.600)}{4{,}18 \cdot 10} =$$

$$= 0{,}343\ \frac{kg}{s}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

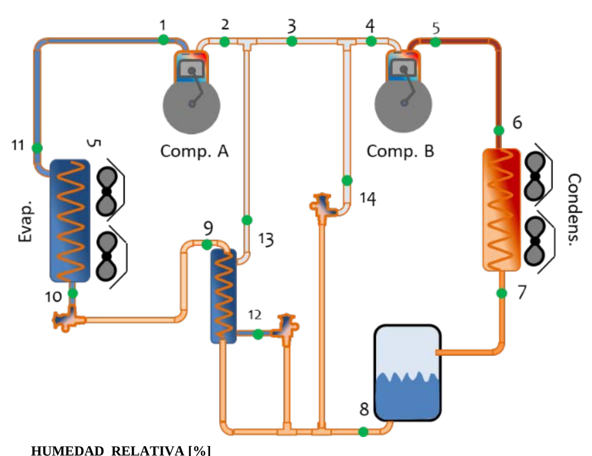
PROBLEMA 4

La instalación frigorífica de la figura utiliza R717 como refrigerante, condensa con agua de mar que se puede considerar a una temperatura promedio de 25 °C, y mantiene unas condiciones en una cámara frigorífica de –26 °C de temperatura y 80% de humedad relativa. La cámara tiene circulación forzada del aire interior.

Si la potencia frigorífica generada por la instalación es de 400 kW, en estas condiciones se desea conocer:

a) El estado termodinámico de todos los puntos del ciclo de trabajo y los caudales másicos que se trasiegan por la instalación, sabiendo que el título de vapor a la entrada del evaporador debe ser del 10% y que el recalentamiento máximo del punto 4 debe ser de 25 °C.

b) El desplazamiento de ambos compresores sabiendo que la relación de desplazamientos es de $\dot{V}_{GA} = 0,6 \cdot \dot{V}_{GB}$



HUMEDAD RELATIVA [%]

CIRCULACIÓN
FORZADA
NATURAL

70, 75, 80, 85, 90, 95

4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13

$T_C - T_0$ [°C]

Datos adicionales:

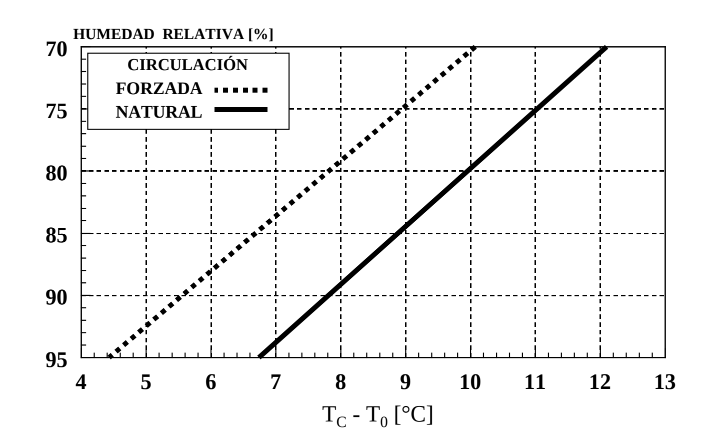
- $R_{V,A} = 1 - 0,04 \cdot t$; $R_{V,B} = 1 - 0,07 \cdot t$
- RU: 4 °C ; RMU = 10 °C
- Eficiencia del Subcooler / IHX: 85%
- La presión intermedia depende de la eficiencia del subcooler
- Punto 13 con título de vapor del 80%
- $R_{iA} = R_{iB} = 85\%$; $R_{me} = 90\%$
- Excepto en la línea de aspiración, despreciar el intercambio entre las líneas y el ambiente.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

En primer lugar, determinaremos las presiones de trabajo:

Presión de evaporación:



$T_o = T_c - \Delta T = -26 - 8 = -34$ °C

$p_o\ (T_o) = 1$ bar

Presión de condensación: $T_k = T_{mar} + \Delta T = 25 + (5\backsim 7) = 30$ °C → $p_k = 12$ bar

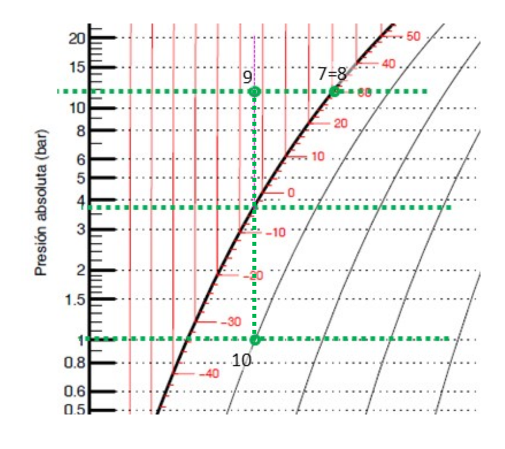
Presión intermedia. Debemos despejarla de la expresión de la eficiencia del intercambiador interno, por lo tanto deberemos de conocer el resto de temperaturas involucradas, sabiendo que $T_{12} = T_i$:

$$\varepsilon_{sub.} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_{12}}$$

En primer lugar, la temperatura del punto 8. En el depósito situado a la salida del condensador, si la salida es líquido saturado, la entrada deberá de ser líquido saturado para poder cumplir con el balance de masas parciales de líquido y vapor. Luego:

$T_7 = T_8 = T_k = 30$ °C → $h_7 = 342$ kJ/kg $= h_8$

La temperatura del punto 9, la obtendremos a partir del punto 10 (entrada al evaporador). La entrada al evaporador sabemos que tiene un título de vapor del xv = 10%, y la presión es de 1 bar. Con estos dos valores tendremos ubicado el punto 10. Trazando una vertical desde 10 hasta la presión de condensación, tendremos determinado el punto 9, y con él su temperatura.



$T_9 = -4$ °C

$h_{10} = h_9 = 182$ kJ/kg

Despejando de la expresión de la eficiencia, obtendremos la temperatura intermedia, y con ella la presión correspondiente:

$$T_{12} = T_8 - \frac{T_8 - T_9}{\varepsilon_{sub.}} = 30 - \frac{30-(-4)}{0{,}85} = -10\,°C$$

$$T_{12} = T_i = -10\,°C \rightarrow p_i = 3\ bar$$

Una vez determinada la presión de la zona intermedia, podemos ubicar los puntos 12 y 14, que presentarán el mismo estado termodinámico.

$$h_{12} = h_{14} = h_7 = 342\ kJ/kg$$

El punto 4 también lo ubicaremos, puesto que sabemos que se encuentra a la presión intermedia y con un recalentamiento respecto a esta presión de 25 °C.

$$T_4 = T_i + 25\,°C = -10 + 25 = 15\,°C \rightarrow h_4(p_i,T_4) = 1.520\ kJ/kg$$

Conocido el punto 4 podemos ubicar el punto 5s, y con el rendimiento isentrópico del compresor calcular el punto de descarga real:

$$h_{5s}(s_4,p_k) = 1.731\ kJ/kg$$

La descarga real del compresor de la etapa de alta es:

$$h_5 = h_4 + \frac{h_{5s} - h_4}{R_i} = 1.520 + \frac{1.731 - 1.520}{0{,}85} = 1.768\ kJ/kg$$

A partir de la presión intermedia, también podremos ubicar el punto 13

$$h_{13}(p_i,x_v = 80\%) = 1.192\ kJ/kg.$$

La salida del evaporador también es inmediata, así como la aspiración al compresor de la etapa de baja presión y la descarga isentrópica de este:

$T_{11} = T_o + RU = -36 + 4 = -30$ °C $\rightarrow$ $h_{11}(p_o,T_{11}) = 1.426$ kJ/kg

$T_1 = T_{11} + RMU = -30 + 10 = -20$ °C $\rightarrow$ $h_1(p_o,T_1) = 1.448$ kJ/kg

$h_{2s}(s_1,p_i) = 1.600$ kJ/kg

La descarga real del compresor de la etapa de baja es:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{R_i} = 1.448 + \frac{1.600 - 1.448}{0{,}85} = 1.627\ kJ/kg$$

Para calcular el punto 3 deberemos de plantear los balances energéticos y másicos necesarios. En total tenemos 5 incógnitas (4 caudales másicos y la entalpía del punto 3), de forma que hay que construir un sistema de 5 ecuaciones con 5 incógnitas.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

- Balance energético en el evaporador

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot (h_{11} - h_{10}) \rightarrow \dot{m}_o = \frac{\dot{Q}_o}{(h_{11} - h_{10})} = \frac{400}{1.426 - 182} = 0{,}32 \frac{kg}{s}$$

- Relación de rendimientos volumétricos:

$$R_{VA} = 1 - 0{,}04 \cdot \frac{p_k}{p_i} = \frac{\dot{m}_k \cdot v_4}{\dot{V}_{GA}} \rightarrow 1 - 0{,}04 \cdot \frac{12}{3} = 0{,}84 = \frac{\dot{m}_k \cdot 0{,}45}{\dot{V}_{GA}} = \frac{\dot{m}_k \cdot 0{,}45}{0{,}6 \cdot \dot{V}_{GB}}$$

$$R_{VB} = 1 - 0{,}07 \cdot \frac{p_i}{p_o} = \frac{\dot{m}_o \cdot v_1}{\dot{V}_{GB}} \rightarrow 1 - 0{,}07 \cdot \frac{3}{1} = 0{,}79 = \frac{\dot{m}_o \cdot 1{,}2}{\dot{V}_{GB}}$$

$$\frac{R_{VA}}{R_{VB}} = \frac{0{,}84}{0{,}79} = \frac{\frac{\dot{m}_k \cdot 0{,}45}{0{,}6 \cdot \dot{V}_{GB}}}{\frac{\dot{m}_o \cdot 1{,}2}{\dot{V}_{GB}}} = \frac{\dot{m}_k \cdot 0{,}75}{\dot{m}_o \cdot 1{,}2}$$

$$1{,}063 \cdot \dot{m}_o = \dot{m}_k \cdot 0{,}75 \rightarrow \dot{m}_k = 1{,}417 \cdot \dot{m}_o = 0{,}453\ kg/s$$

- Balance energético en el Subcooler:

$$\dot{m}_o \cdot (h_8 - h_9) = (h_{13} - h_{12}) \cdot \dot{m}_{12} \rightarrow \dot{m}_{12} = \frac{\dot{m}_o \cdot (h_8 - h_9)}{(h_{13} - h_{12})} = 0{,}32 \cdot \frac{160}{840} = 0{,}061\ kg/s$$

- Balance de masas en la región intermedia

$$\dot{m}_k = \dot{m}_o + \dot{m}_{12} + \dot{m}_{14} \rightarrow \dot{m}_{14} = 0{,}072\ kg/s$$

- Balance de energía en la mezcla de 2 y 13

$$\dot{m}_o \cdot h_2 + \dot{m}_{12} \cdot h_{13} = (\dot{m}_k - \dot{m}_{14}) \cdot h_3 \rightarrow h_3 = \frac{\dot{m}_o \cdot h_2 + \dot{m}_{12} \cdot h_{13}}{\dot{m}_k - \dot{m}_{14}}$$

$$h_3 = \frac{\dot{m}_o \cdot h_2 + \dot{m}_{12} \cdot h_{13}}{\dot{m}_k - \dot{m}_{14}} = 1.555 \frac{kJ}{kg}$$

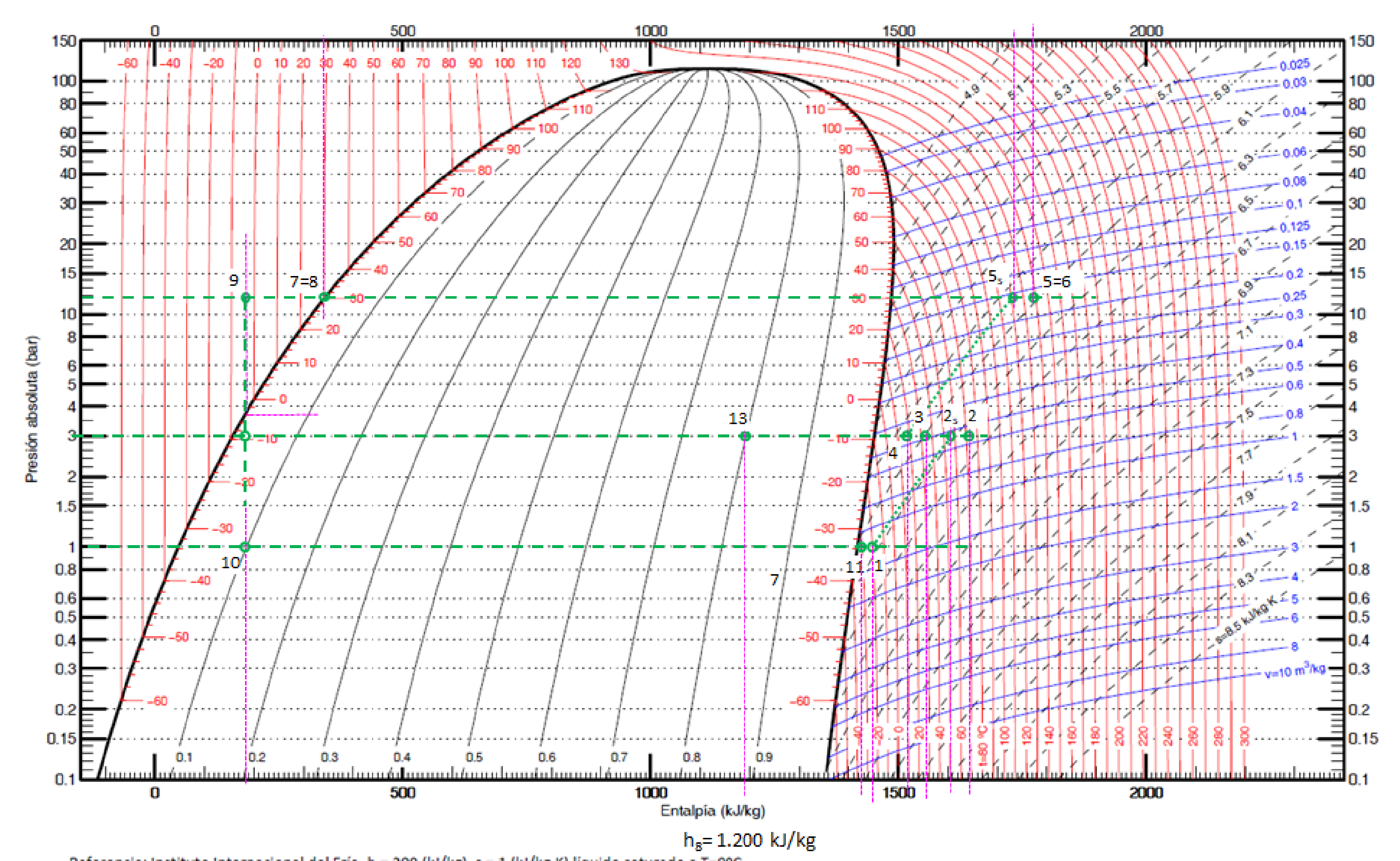
a) Los desplazamientos de ambos compresores se determinan a partir del rendimiento volumétrico. Serán:

$$\dot{V}_{GB} = \frac{\dot{m}_o \cdot 1{,}2}{R_{VB}} = \frac{0{,}32 \cdot 1{,}2}{0{,}79} = 0{,}486\ {m^3}/{s}$$

$$\dot{V}_{GA} = 0{,}6 \cdot \dot{V}_{GB} = 0{,}292\ {m^3}/{s}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4	DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

R717 – (NH_3, Amoníaco)



h_8= 1.200 kJ/kg

Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.

PROBLEMA 5

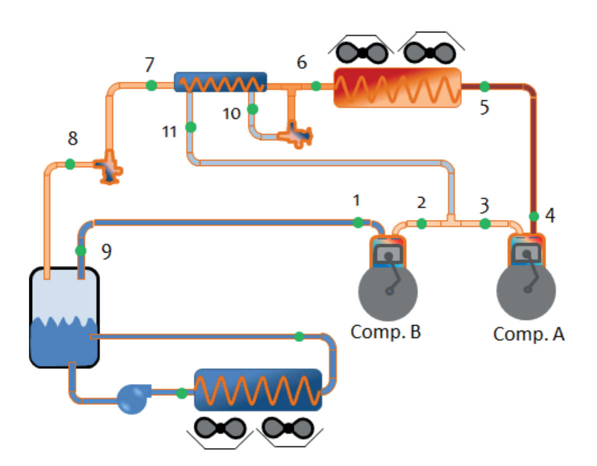
Diseñar la instalación frigorífica de la figura, sabiendo que utiliza un único evaporador de tipo inundado y que condensa por aire. La planta frigorífica emplea un sistema de compresión en doble etapa con inyección directa con subenfriamiento en intercambiador de superficie, trabajando con el refrigerante R–717.

El evaporador deberá tener la potencia necesaria para absorber 153 kW de carga térmica en un almacén frigorífico situado en Valencia (T_{amb} = 29 °C), que contiene enfría y conserva fruta a –1 °C y 90% de humedad relativa. La cámara tiene una circulación interior del aire no forzada, natural.

Con estas consideraciones determinar:

a) Estado termodinámico de los puntos del ciclo.

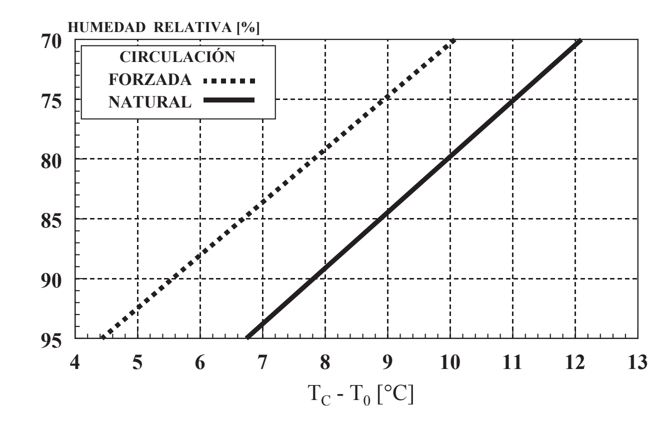
b) COP de la instalación.



Datos a tener en cuenta:

- **R_{iCB} = 0,8 ; R_{iCA} = 0,7**
- **Potencia del condensador: 171 kW**
- **Grado de subenfriamiento a la salida del condensador: 4 °C**
- **Subenfriamiento obtenido en el Intercambiador Interno: 8 °C**
- **Recalentamiento menos útil: 9 °C**
- **El desrecalentamiento generado en el punto 3 debe ser el 75% del máximo desrecalentamiento posible.**

Relación entre la humedad relativa de la cámara y el salto térmico en el evaporador



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

a) Estados termodinámicos.

En primer lugar, se determinan los niveles de presión con los que opera la máquina:

- Condensación. Al estar ubicada en Valencia y Condensar por aire:

  Temperatura exterior de Valencia (NP:5%, UNE100–014–84) = 29,2 °C

$$T_k = T_{Valenc.} + \Delta T_k = 29{,}2 + [10 \div 15] = 40\,°C$$

  Teniendo en cuenta que trabajamos con amoniaco, la correspondiente presión de saturación será:

$$T_k = 40\,°C \rightarrow p_k = 16\,bar$$

- Evaporación.

  Condiciones de conservación de la fruta: $T_{conserv.}$ = –1 °C, H.R: 90%. El valor de ΔT_o, lo obtenemos de la gráfica dad en el enunciado: 8 °C

$$T_o = T_{Conser.} - \Delta T_o = -1 - 8 = -9\,°C$$

  Teniendo en cuenta que trabajamos con amoniaco, la correspondiente presión de

  saturación será:

$$T_o = -9\,°C \rightarrow p_o = 3{,}1\,bar$$

- Presión intermedia. No nos dicen si el sistema es Booster o Compound, como no encontramos ninguna restricción en la zona intermedia podemos suponer lo que más nos convenga, en este caso que la presión intermedia es la media geométrica de las dos presiones extremas, con lo que podríamos trabajar con cualquiera de los dos sistemas:

$$P_i = \sqrt{P_k \cdot P_o} = \sqrt{16 \cdot 3{,}1} = 7{,}04\,bar$$

La correspondiente temperatura de saturación será:

$$p_i = 7{,}04\,bar \rightarrow T_i = 14\,°C$$

A continuación, pasamos a obtener en el diagrama los estados termodinámicos de los puntos del ciclo.

En primer lugar, determinamos aquellos que se pueden ubicar directamente según los datos del problema: 9 y 6 y los que surgen a raíz de tenerlos fijados:

$h_6(p_k, T_k - 4)$ = 370 kJ/kg = h_{10} ; $h_9 = h_{v.sat}(p_o)$ = 1.450 kJ/kg → RMU = 9 °C, →

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$h_1\,(p_o,T_o + RMU) = 1.475 kJ/kg \rightarrow h_{2s} = 1.588\ kJ/kg$$

Con todos estos datos y sabiendo que el rendimiento interno en el compresor de baja es de 0,7 podemos calcular la entalpía del refrigerante a la descarga:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{R_{iB}} = 1.475 + \frac{1.588 - 1.475}{0{,}8} = 1.616\ kJ/kg$$

El punto 7 sabemos que está 8 °C subenfriado respecto al punto 6, por lo tanto, su temperatura será:

$$T_7 = T_6 - 8 = T_k - 4 - 8 = 40 - 12 = 28\ °C \rightarrow h_7 = 330\ kJ/kg = h_8$$

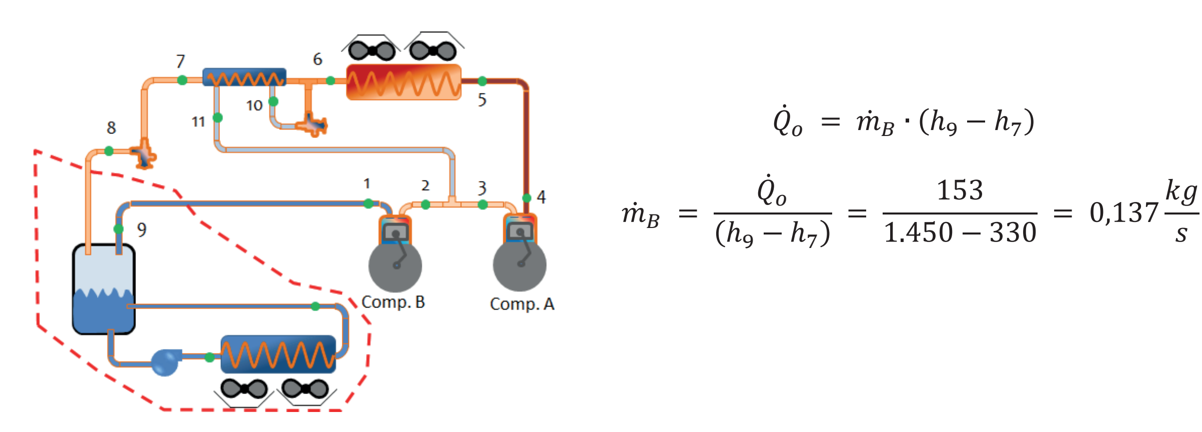
El punto 3 presenta un desrecalentamiento igual al 75% del máximo que podría tener. El máximo desrecalentamiento es $T_2 - T_i = 85 - 14 = 71$ °C, por lo tanto, el desrecalentamiento real será: 0,75 · 71 = 53,25 °C. La temperatura final del punto 3 será:

$$T_3 = T_2 - 53{,}25 = 85 - 53{,}25 = 32\ °C \rightarrow h_3(p_i,T_3) = 1.530 kJ/kg \rightarrow h_{4s} = 1.635 kJ/kg$$

Dado que el rendimiento interno del compresor de alta es de 0,7, tendremos que la entalpía del punto 4 será:

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{R_{i,A}} = 1.530 + \frac{1.640 - 1.530}{0{,}7} = 1.687\ kJ/kg$$

Teniendo en cuenta que al hacer un balance energético en el evaporador inundado obtenemos una expresión para la potencia del evaporador, podemos despejar de la misma el valor del caudal másico que trasiega el compresor de baja, C1.



$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot (h_9 - h_7)$$

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_o}{(h_9 - h_7)} = \frac{153}{1.450 - 330} = 0{,}137\,\frac{kg}{s}$$

Planteando el balance energético en el punto de mezcla y en el Intercambiador intermedio, así como el balance másico, obtendremos el caudal que trasiega el compresor C2 y que circula por la línea 10–11, además obtendremos el valor de la entalpía de 11.

1) $\dot{m}_B \cdot (h_6 - h_7) = \dot{m}_{10} \cdot (h_{11} - h_{10})$
2) $\dot{m}_B + \dot{m}_{10} = \dot{m}_A$
3) $\dot{m}_B \cdot h_2 + \dot{m}_{10} \cdot h_{11} = \dot{m}_A \cdot h_3$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Despejando de estas ecuaciones obtenemos:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B \cdot \frac{h_2 + h_7 + h_{10} - h_6}{h_{10} + h_3} = 0{,}137 \cdot \frac{1.954 + 630}{670 + 1.825} = 0{,}142\, kg/s$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_A - \dot{m}_B = 0{,}005 \frac{kg}{s}$$

$$h_{11} = \frac{\dot{m}_B \cdot h_2 - \dot{m}_A \cdot h_3}{\dot{m}_A - \dot{m}_B} = 1.410 \frac{kJ}{kg}$$

El punto de entrada al condensador lo despejaremos a partir del balance energético por el lado del refrigerante:

$$h_5 = h_6 + \frac{\dot{Q}_k}{\dot{m}_A} = 370 + \frac{171}{0{,}142} = 1.574 \frac{kJ}{kg}$$

La eficiencia del intercambiador interno será:

$$\varepsilon_{II} = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_i} = \frac{36 - 28}{36 - 14} = 36{,}4\%$$

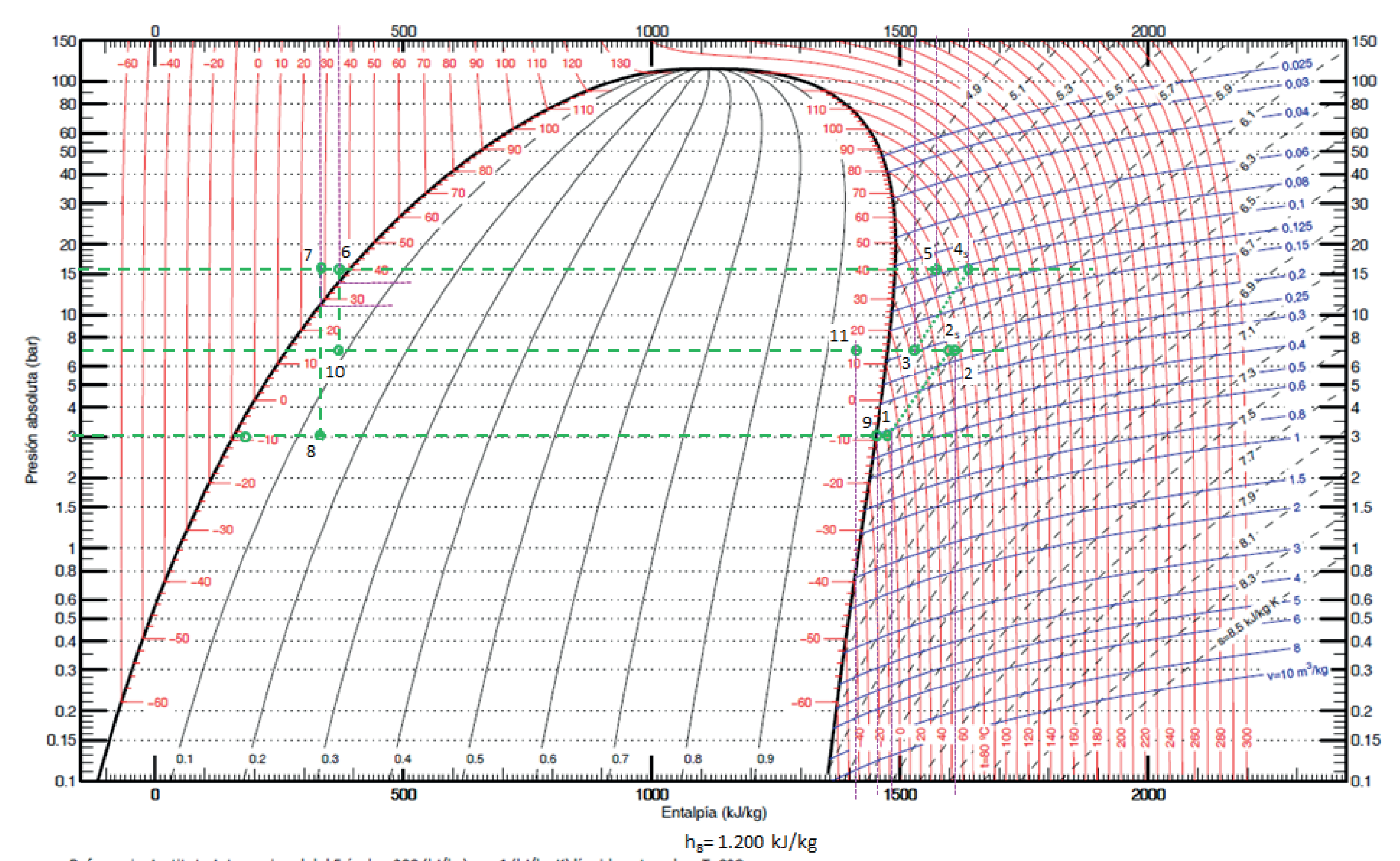
$$\dot{Q}_{enfr_linea_descarga} = \dot{m}_A \cdot (h_5 - h_4) \quad = 12{,}5\, kW$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_{CB} + P_{CA}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{m}_B \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_A \cdot (h_4 - h_3)} =$$

$$COP = \frac{153}{0{,}137 \cdot (1.616 - 1.475) + 0{,}142 \cdot (1.687 - 1.530)} = \frac{153}{19{,}32 + 22{,}29} = 3{,}68$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

R717 – (NH_3, Amoníaco)



h_8= 1.200 kJ/kg

Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.

Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.

©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.git.uji.es) Universidad Jaume I de Castellón

PROBLEMA 6

Un centro comercial ubicado en Madrid (T_{amb} = 34 °C) desea instalar dos cámaras frigoríficas. Una de 86 kW, de circulación forzada, para poder pre – enfriar producto (T_{camara} = 0 °C y HR = 92,5%), y otra de circulación natural y 46 kW para mantener producto congelado (T_{camara} = –20 °C y HR = 87,5 %).

Para poder lograr los niveles de temperatura, se plantea instalar el ciclo frigorífico de la figura utilizando R404A como refrigerante. Sabiendo que la instalación condensa con aire ambiente, se pide determinar:

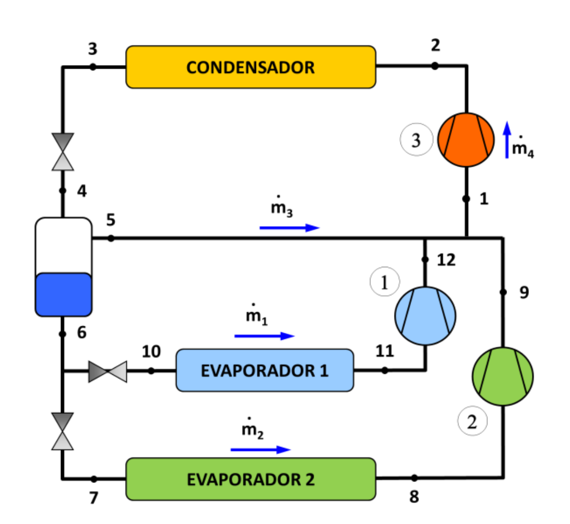
a) Estados termodinámicos del ciclo

b) Potencia consumida por todos los compresores

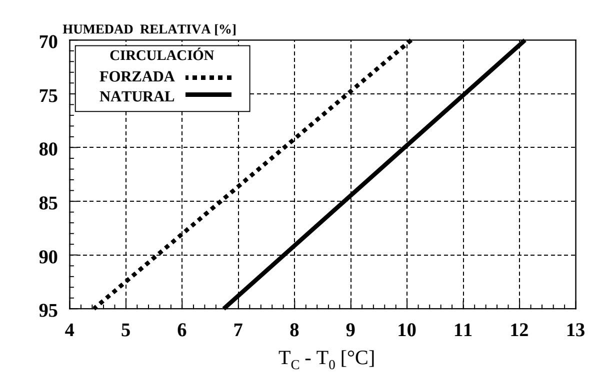
c) Temperatura descarga compresor 3 y potencia del condensador

Sabiendo que:

- **Subenfriamiento: 5 K**
- **Recalentamiento útil en ambos evaporadores: 5 K**
- **Título de vapor en el depósito: 20 %**
- **Rendimientos internos de todos los compresores: 0.8**



Despreciad el intercambio de calor/pérdidas de presión en líneas

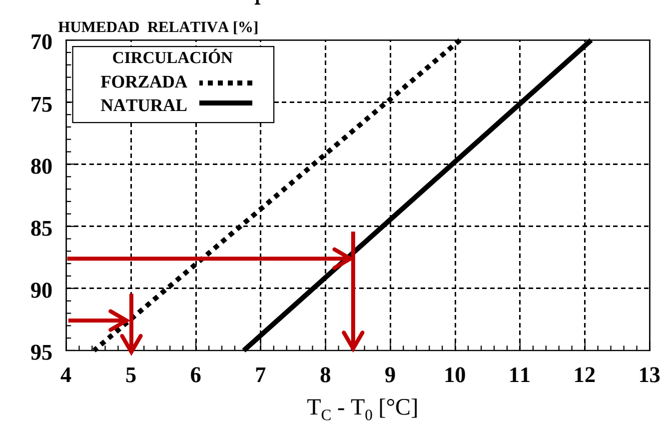


ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

En primer lugar, determinaremos las presiones de trabajo:

- Presión de evaporación:



$T_{o1} = T_{c1} - \Delta T_1 = -0 - 5 = -5$ °C

$p_{o1} (T_{o1}) = 5{,}1$ bar

$T_{o2} = T_{c2} - \Delta T_2 = -20 - 8{,}4 = -28{,}4$ °C

$p_{o2} (T_{o2}) = 2{,}15$ bar

- Presión de condensación: $T_k = T_{mar} + \Delta T = 34 + (10 \sim 15) = 45$ °C → $p_k = 21$bar

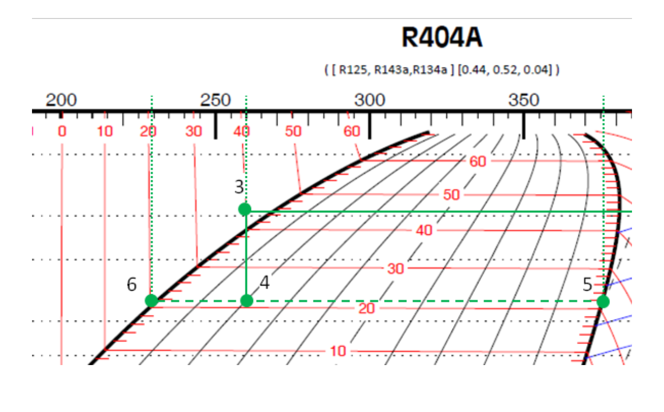
- Presión intermedia. La presión intermedia es la del depósito de refrigerante. Para determinarla, en primer lugar ubicamos el punto de salida de condensador "3", que se encuentra a: $p_3 = p_k$ y $T_3 = T_k - GSC = 40$ °C.

El punto "4" tendrá un título de vapor del 20 % y presenta la misma entalpía que el punto "3", por lo tanto, queda definido dentro de la campana de saturación. La presión de este punto es la intermedia.

$h_3(p_3,T_3) = 260$ kJ/kg

$h_4 = h_3$

$p_4 = p_i = 12$ bar



$h_5 = h_{v,sat}(T_i) = 376$ kJ/kg ; $h_6 = h_{l,sat}(T_i) = 235$ kJ/kg $= h_7 = h_{10}$

Los puntos de salida de los evaporadores quedan definidos con el recalentamiento útil y las presiones de evaporación correspondientes:

$T_8 = T_{o2} + 5 = -23{,}4$ °C → $h_8(p_{o2},T_8) = 355$ kJ/kg

$T_{11} = T_{o1} + 5 = 0$ °C → $h_{11}(p_{o1},T_{11}) = 368$ kJ/kg

Los puntos 12 y 9 son los de descarga de los compresores que aspiran el vapor de los evaporadores 1 y 2 respectivamente. Estos puntos se calcularán a partir de la aspiración al compresor, y el rendimiento isentrópico del mismo.

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$h_{12s}(s_{11},p_i)$ = 386 kJ/kg ; $h_{9s}(s_8,p_i)$ = 390 kJ/kg

La descarga real de los compresores:

$$h_{12} = h_{11} + \frac{h_{12s} - h_{11}}{R_i} = 391\ {}^{kJ}/_{kg} \quad ; \quad h_9 = h_8 + \frac{h_{9s} - h_8}{R_i} = 400\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Para calcular el punto 1 y los caudales másicos deberemos de plantear los balances energéticos y másicos necesarios (Evaporador1, Evaporador2). En total tenemos 5 incógnitas (4 caudales másicos y la entalpía del punto 1), de forma que hay que construir un sistema de 5 ecuaciones con 5 incógnitas.

- Balance energético en los evaporadores 1 y 2

$$\dot{Q}_{o1} = \dot{m}_1 \cdot (h_{11} - h_{10}) \ \rightarrow \dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{o1}}{(h_{11} - h_{10})} = \frac{86}{368 - 235} = 0{,}647 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{o2} = \dot{m}_2 \cdot (h_8 - h_7) \ \rightarrow \dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_{o2}}{(h_8 - h_7)} = \frac{46}{355 - 235} = 0{,}383 \frac{kg}{s}$$

- Balance de masas en depósito:

Total: $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3$; $\dot{m}_4 = 1{,}287\ {}^{kg}/_{s}$

Parcial de vapor: $\dot{m}_4 \cdot x_4 = \dot{m}_3$; $\dot{m}_3 = 0{,}258\ {}^{kg}/_{s}$

- Balance energético en la mezcla previa a la aspiración del compresor de alta temperatura:

$$\dot{m}_3 \cdot h_5 + \dot{m}_1 \cdot h_{12} + \dot{m}_2 \cdot h_9 = \dot{m}_4 \cdot h_1 \ \rightarrow \ h_1 = 391\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Una vez determinado el punto de aspiración del compresor de alta puede calcularse el punto de descarga real:

$h_{2s}(s_1,p_k)$ = 401 kJ/kg ; $h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{R_i} = 404\ {}^{kJ}/_{kg}$

La potencia eléctrica absorbida por los compresores es:

$$P_{c1} = \dot{m}_1 \cdot (h_{12} - h_{11}) = 0{,}647 \cdot (391 - 368) = 14{,}9\ kW$$

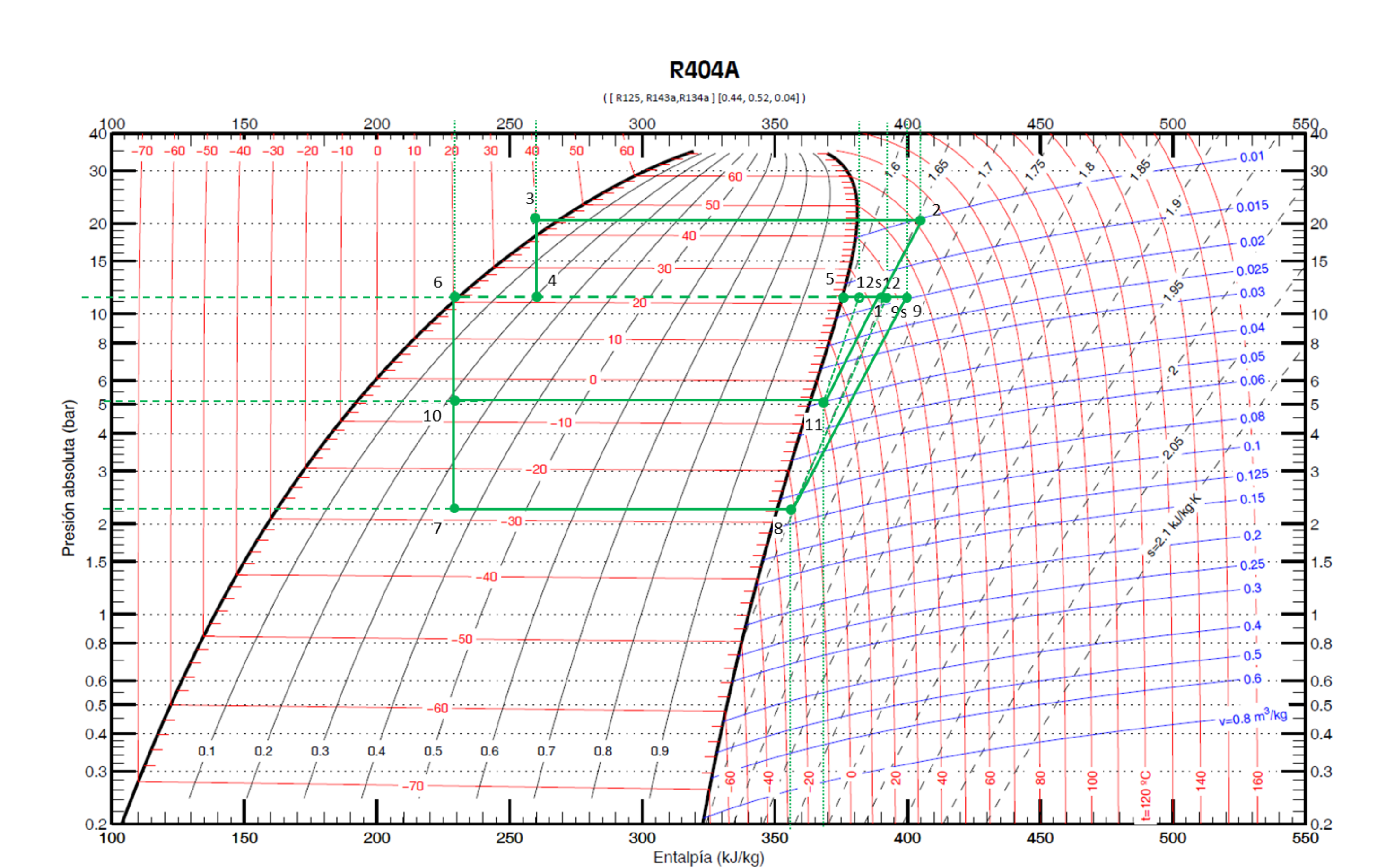
$$P_{c2} = \dot{m}_2 \cdot (h_9 - h_8) = 0{,}383 \cdot (400 - 355) = 17{,}2\ kW$$

$$P_{c3} = \dot{m}_4 \cdot (h_2 - h_1) = 1{,}287 \cdot (404 - 391) = 16{,}7\ kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_4 \cdot (h_2 - h_3) = 1{,}287 \cdot (404 - 260) = 185{,}3\ kW$$

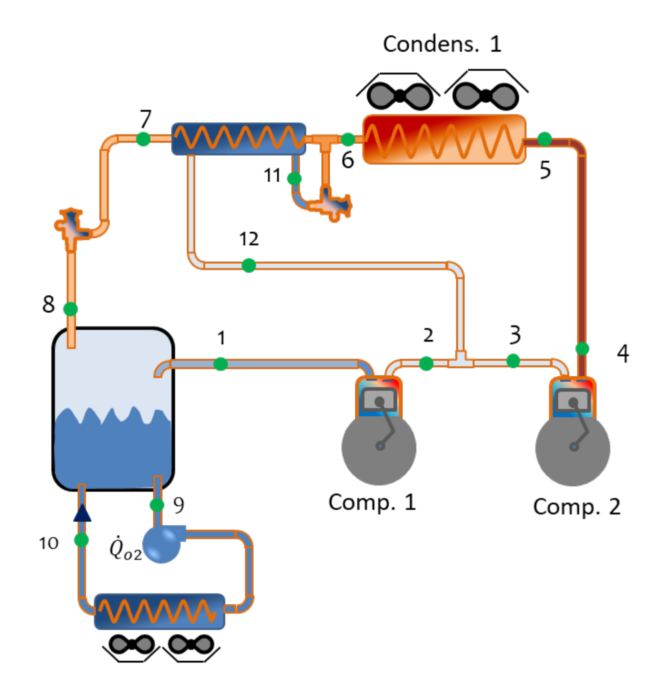
Mirando en el diagrama p – h, la temperatura de descarga del compresor 3 es de 60 °C



ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 7

La instalación de la figura está diseñada para dar servicio a una cámara frigorífica de 250 Tn de capacidad en la que se almacena queso ($T_{conserv.}$ = –2 °C, H.R: 70 %, Q_o = 33,24 kW). La instalación condensa por aire, estando ubicada en Sevilla. Las condiciones de diseño para la operación de la planta frigorífica son:



- **Refrigerante: R404A**
- **Temperatura máxima de descarga en la etapa de alta: 60 °C**
- **Recalentamiento en aspiración: 20 °C**
- $\eta_{iB} = \eta_{iB} = 1$
- $\eta_{vA} = \eta_{vB} = a - b \cdot t$
- **GSC = 10 °C**
- **Relación de Desplazamientos de ambos compresores:** $\dot{V}_{GB} = 2 \cdot \dot{V}_{GA}$

Se desea conocer:

a) **Estado termodinámico de los puntos indicados en la instalación.**

b) **Eficiencia del Intercambiador Interno.**

c) **Caudales másicos de refrigerante circulantes por la instalación.**

d) **COP de la instalación**

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

a) Ciclo termodinámico

En primer lugar, se determinan los niveles de presión con los que opera la máquina:

- Condensación. Al estar ubicada en Sevilla y Condensar por aire:

  Temperatura exterior de Sevilla (NP:5%, UNE100–014–84) = 35,1 °C

$$T_k = T_{Sevilla} + \Delta T_k = 35{,}1 + [10 \div 15] = 50\,°C \rightarrow p_k = 24\,bar$$

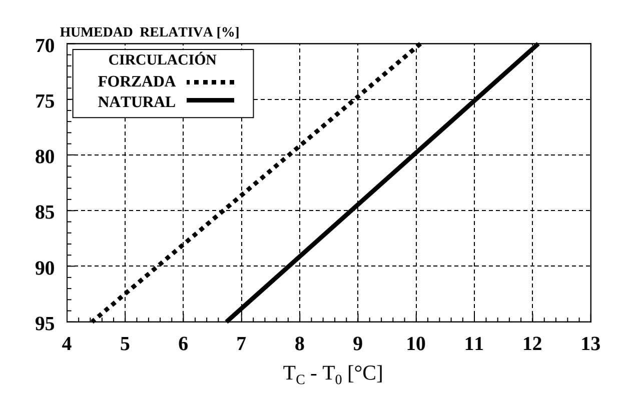
- Evaporación.

$$T_o = T_{conser} - \Delta T_o$$

  Condiciones de conservación del queso: $T_{conserv.}$ = −2 °C, H.R: 70%

  EL valor de ΔT_o, lo obtenemos de la gráfica1: 10 °C

$$T_o = T_{Conser} - \Delta T_o = -2 - 10 = -12\,°C \rightarrow p_o = 4\,bar$$



Gráfica 1.

- Presión intermedia. No nos dicen si el sistema es Booster o Compound, sin embargo, nos indican que existe igualdad de rendimientos volumétricos, por lo que, en este caso es más lógico considerar que la presión intermedia es la media geométrica de las dos presiones extremas, es decir, que ambas etapas de compresión trabajan con la misma tasa de compresión:

$$p_i = \sqrt{p_k \cdot p_o} = \sqrt{24 \cdot 4} = 9{,}8\,bar$$

  La correspondiente temperatura de saturación será: $p_i = 9{,}8\ bar \rightarrow T_i = 16\,°C$

Una vez determinados los niveles de presión pasamos a obtener en el diagrama los estados termodinámicos de los puntos del ciclo.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

En primer lugar, colocamos aquellos que se pueden ubicar directamente según los datos del problema: 1 y 6.

$h_6 = 260$ kJ/kg $= h_{11}$; $h_1 = 380$ kJ/kg → $h_{2s} = h_2 = 396$ kJ/kg

Conocida la temperatura límite de descarga en etapa de alta, podemos saber el estado del punto 4: $h_4 = 398$ kJ/kg

Dado que las tasas de compresión son iguales, también lo son los rendimientos volumétricos, según el dato del enunciado, por lo que podemos obtener una relación entre los caudales másicos trasegados por ambos:

$$\eta_{VG,A} = \eta_{VG,B} \rightarrow \frac{\dot{m}_o \cdot v_1}{\dot{V}_{GB}} = \frac{\dot{m}_k \cdot v_3}{\dot{V}_{GA}} \rightarrow \frac{\dot{m}_o \cdot 0{,}055}{2} = \frac{\dot{m}_k \cdot 0{,}02}{1} \rightarrow \dot{m}_o = \dot{m}_k \cdot 0{,}73$$

Aplicando el balance de masas en el punto de mezcla entre etapas de compresión obtendremos la relación entre el caudal inyectado en la etapa intermedia y el caudal que circula por la etapa de alta:

$$\dot{m}_o + \dot{m} = \dot{m}_k \rightarrow 0{,}73 \cdot \dot{m}_k + \dot{m} = \dot{m}_k \rightarrow \dot{m} = 0{,}27 \cdot \dot{m}_k$$

De los balances energéticos en el I. Interno y en el punto de mezcla entre compresores obtendremos los puntos 7 y 12

$$\dot{m}_o \cdot (h_6 - h_7) = \dot{m} \cdot (h_{12} - h_{11}) \rightarrow 0{,}73 \cdot (260 - h_7) = 0{,}27 \cdot (h_{12} - 260)$$

$$\dot{m}_o \cdot h_2 + \dot{m} \cdot h_{12} = \dot{m}_k \cdot h_3 \rightarrow 0{,}73 \cdot 396 + 0{,}27 \cdot h_{12} = 380$$

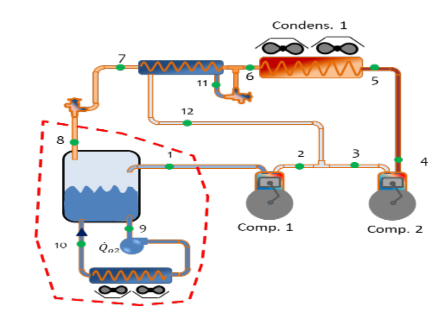
$$h_{12} = 341 \, \frac{kJ}{kg}$$

Por lo tanto, $h_7 = 230$ kJ/kg

El valor de la eficiencia del intercambiador interno podemos determinarlo como:

$$\varepsilon = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_i} = \frac{40 - 21}{40 - 16} = 0{,}79$$

Teniendo en cuenta que al hacer un balance energético en el evaporador inundado obtenemos una expresión para la potencia del evaporador, podemos despejar de la misma el valor de la entalpía del punto 7:



$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot (h_1 - h_8)$$

$$\dot{m}_o = \frac{\dot{Q}_o}{(h_1 - h_8)} = \frac{33{,}24}{380 - 230} = 0{,}22 \, \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_k = \frac{0{,}22}{0{,}73} = 0{,}3 \, \frac{kg}{s} \; ; \; \dot{m} = 0{,}082 \, \frac{kg}{s}$$

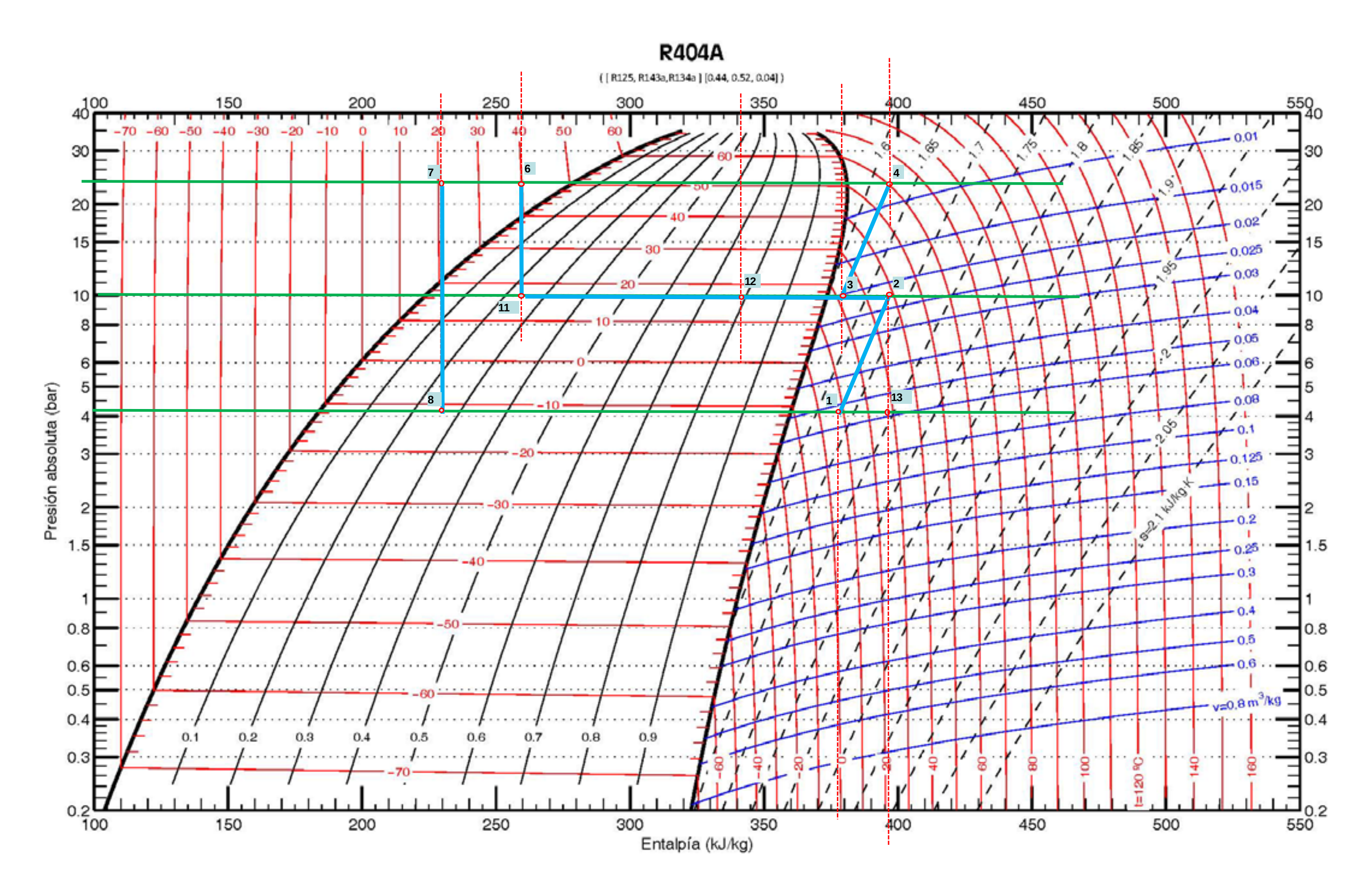
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El COP de la instalación se obtendrá mediante la expresión:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_{CA} + P_{CB}} = \frac{33{,}24}{5{,}4 + 3{,}52} = 3{,}72$$

$$P_{CA} = \dot{m}_k \cdot \frac{h_4 - h_3}{\eta_{me}} = 0{,}3 \cdot \frac{398 - 380}{1} = 5{,}4\ kW$$

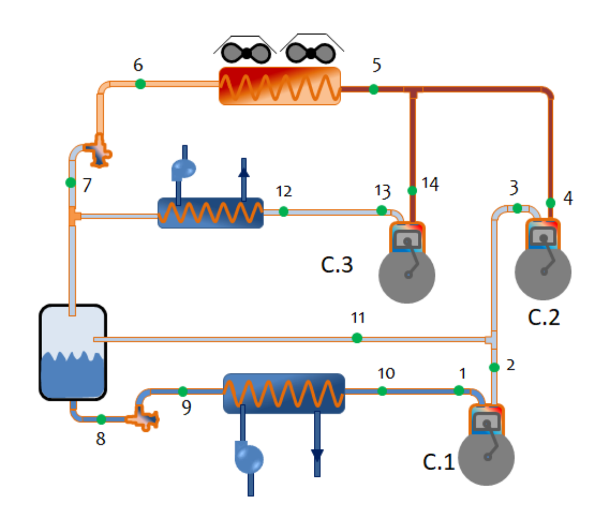
$$P_{CB} = \dot{m}_o \cdot \frac{h_2 - h_1}{\eta_{me}} = 0{,}22 \cdot \frac{396 - 380}{1} = 3{,}52\ kW$$



ISBN: 978-84-17900-01-4	DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 8

La instalación frigorífica de la figura está diseñada para enfriar un caudal de agua glicolada de 500l/h a 7 °C de temperatura de entrada y otro caudal de agua glicolada de 200l/h a –20 °C de temperatura de entrada. El salto térmico en el agua glicolada, en ambos evaporadores, es de 6 °C. En el condensador se utiliza agua con temperatura de entrada 25 °C para condensar el refrigerante. Esta agua se pretende calentar hasta los 60 °C. Las condiciones de diseño para la operación de la planta frigorífica son:



- **Refrigerante: R717**
- **Recalentamiento útil en ambos evaporadores: 0 °C**
- **Recalentamiento menos útil en aspiración compresor 1: 10 °C**
- **Recalentamiento menos útil en aspiración compresor 3: 15 °C**
- **$\eta_{i,C1}$ = Ri,C2 = Ri,C3 = 0,85**
- **$\eta_{v,C1,C2,C3} = 0,9 - 0,05 \cdot t$**

- **Grado de subenfriamiento = 0 °C**
- **Densidad del agua glicolada: ρ(7 °C) = 1078kg/m^3, ρ(– 20 °C) = 1087 kg/m3**
- **Calor específico del agua glicolada: c_p(7 °C) = 3,23 kJ/kgK, c_p(–20 °C) = 3,12 kJ/kgK**
- **Eficiencia del condensador es del ε_k = 65%**

Se desea conocer:

a) **Estado termodinámico de los puntos indicados en la instalación.**
b) **Caudales másicos de refrigerante circulantes por la instalación.**
c) **El desplazamiento de los tres compresores.**
d) **Caudal de agua a hacer circular por el condensador.**

Nota: despreciar la zona de desrecalentamiento en el condensador exclusivamente para el cálculo de la presión de condensación.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

En primer lugar, se establecerán los niveles de presión. Existen tres niveles correspondientes a los dos de evaporación y al de condensación.

Según indica el esquema, al no darse ningún dato en el enunciado sobre el tipo de compresor, la presión intermedia viene marcada por el evaporador de mayor temperatura.

La presión en el evaporador 1 vendrá dada por:

$$T_{s,glic1} = T_{e,glic1} - 6 = 7 - 6 = 1\,°C$$

$$T_{\emptyset 1} = T_{s,glic1} - \Delta T_{\emptyset} = 1 - 6 = -5\,°C \Rightarrow P_{\emptyset 1} = 3{,}5\,bar$$

La presión en el evaporador 2 vendrá dada por:

$$T_{s,glic1} = T_{e,glic1} - 6 = 7 - 6 = 1\,°C$$

$$T_{\emptyset 2} = T_{s,glic2} - \Delta T_{\emptyset} = -26 - 6 = -32\,°C \Rightarrow P_{\emptyset 2} = 1{,}1\,bar$$

La presión en el condensador la obtendremos a partir de la eficiencia del mismo. Puesto que nos indican en la nota a pie de página que despreciemos la zona de desrecalentamiento para el cálculo de la presión, lo que tenemos en el lado del refrigerante es un cambio de estado, lo que convierte al agua en el fluido de menor capacidad térmica.

$$\varepsilon_k = \frac{T_{s,H_2O} - T_{e,H_2O}}{T_k - T_{e,H_2O}} \Rightarrow T_k = T_{e,H_2O} + \frac{T_{s,H_2O} - T_{e,H_2O}}{\varepsilon_k}$$

$$T_k = 25 + \frac{60 - 25}{0{,}65} = 78{,}8\,°C \Rightarrow P_k = 40 bar$$

Con estos datos podemos colocar los primeros puntos sobre el diagrama:

$h_9 = h_8 = h_{liq.sat}(p_{o1}) = 180$ kJ/kg ; $h_6 = h_7 = h_{liq.sat}(p_k) = 570$ kJ/kg , $h_{12} = h_{11} = h_{v.sat}(p_{o1}) =$ 1.460kJ/kg ; $h_{10} = h_{liq.sat}(p_{o2}) =$ 1.420kJ/kg $h_1(p_{o2},T_{02} + RMU_{C1}) =$ 1.445kJ/kg ; $h_{13}(p_{o1},T_{01} + RMU_{C3}) =$ 1.500kJ/kg ; $h_{2s} =$ 1.582 kJ/kg ; $h_{14s} =$ 1.925kJ/kg

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{R_i} = 1.445 + \frac{1.582 - 1.445}{0{,}85} = 1.606\,kJ/kg$$

$$h_{14} = h_{13} + \frac{h_{14s} - h_{13}}{R_i} = 1.500 + \frac{1.925 - 1.500}{0{,}85} = 2.000\,kJ/kg$$

Las potencias en ambos evaporadores y en el condensador son:

$$\dot{Q}_{\emptyset 1} = \dot{V}_1 \cdot \rho \cdot c_P \cdot \Delta T = \frac{0{,}5}{3600} \cdot 1.078 \cdot 3{,}23 \cdot 6 = 2{,}9 kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{m}_{\emptyset 1} = \frac{\dot{Q}_{\emptyset 1}}{h_{12} - h_7} = \frac{2,9}{1.460 - 570} = 0,0032\, kg/s$$

$$\dot{Q}_{\emptyset 2} = \dot{V}_2 \cdot \rho \cdot c_P \cdot \Delta T = \frac{0,2}{3600} \cdot 1.087 \cdot 3,12 \cdot 6 = 1,13 kW$$

$$\dot{m}_{\emptyset 2} = \frac{\dot{Q}_{\emptyset 2}}{h_{10} - h_9} = \frac{1,13}{1.420 - 180} = 0,00091 \frac{kg}{s}$$

Para calcular el resto de caudales másicos planteamos un balance energético y un balance másico parcial en el depósito intermedio:

$$(\dot{m}_k - \dot{m}_{\emptyset 1}) \cdot h_7 = \dot{m}_{\emptyset 2} \cdot h_8 + \dot{m} \cdot h_{11}$$

$$(\dot{m}_k - \dot{m}_{\emptyset 1}) \cdot X_7 = \dot{m}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{\emptyset 2} \cdot h_8}{\frac{h_7}{X_7} - h_{11}} = \frac{0,00091 \cdot 180}{\frac{570}{0,3} - 1.460} = 0,00038\, kg/s$$

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{\emptyset 1} + \dot{m}_{\emptyset 2} + \dot{m} = 0,0032 + 0,00091 + 0,00038 = 0,0045\, kg/s$$

Realizando un balance energético en la mezcla de la zona intermedia obtenemos el valor del punto 3:

$$(\dot{m} + \dot{m}_{\emptyset 2}) \cdot h_3 = \dot{m}_{\emptyset 2} \cdot h_2 + \dot{m} \cdot h_{11} \Rightarrow h_3 = 1.586 kJ/kg \Rightarrow h_{4s} = 2.050\, kJ/kg$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_{13}}{R_i} = 1.586 + \frac{2.050 - 1.586}{0,85} = 2.132 kJ/kg$$

$$h_5 = \frac{1}{\dot{m}_k} \cdot (\dot{m}_{\emptyset 1} \cdot h_{14} + (\dot{m} + \dot{m}_{\emptyset 2}) \cdot h_4) = 2.070 \frac{kJ}{kg}$$

El caudal de agua se calculará aplicando el balance energético en ambos fluidos del condensador:

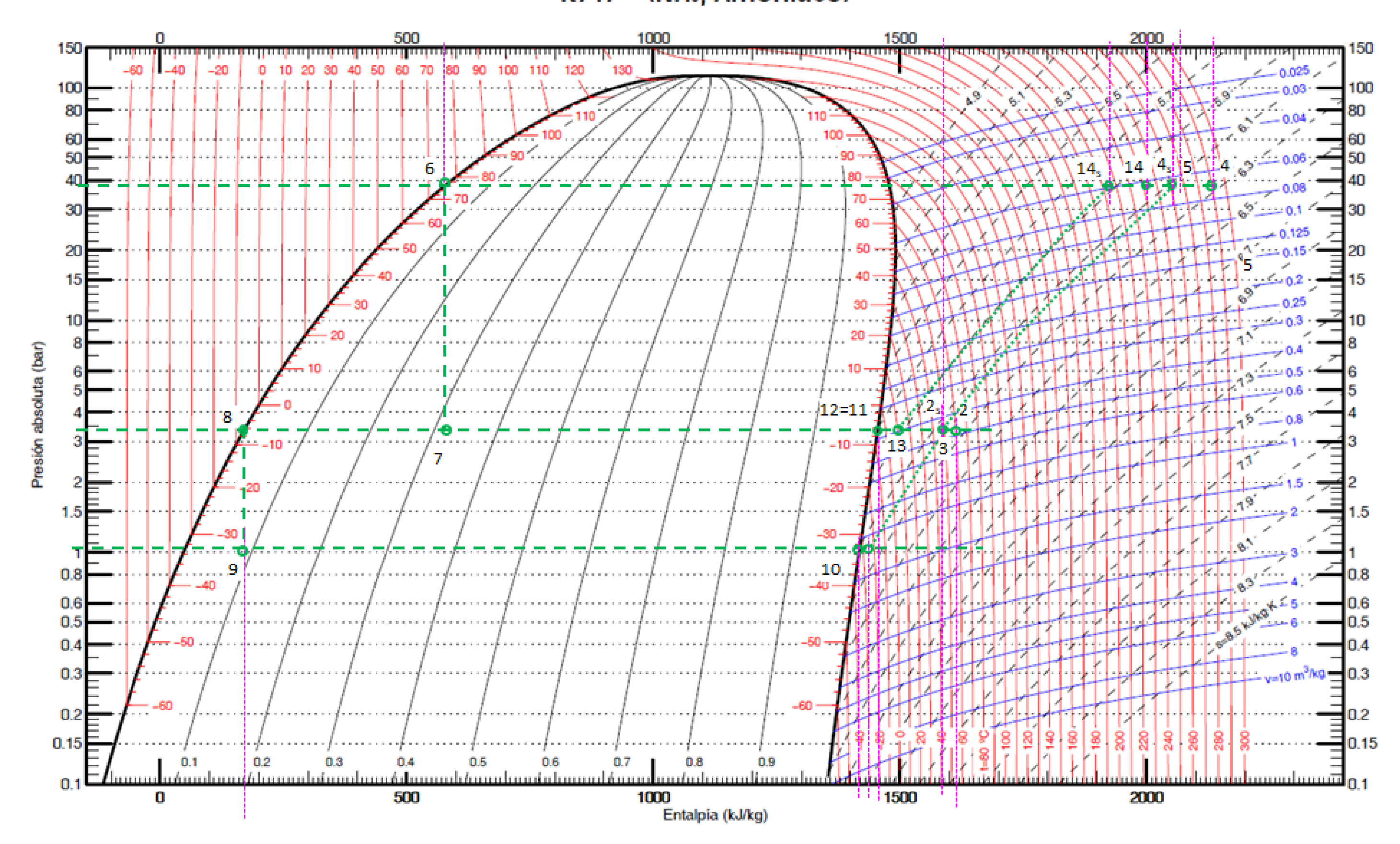
$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_k \cdot (h_5 - h_6)}{\rho \cdot c_P \cdot (60 - 25)} = \frac{0,0045 \cdot (2.070 - 570)}{1000 \cdot 4,18 \cdot (60 - 25)} = 3,46 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 125\, l/h$$

Los desplazamientos de los compresores se determinan a partir de los rendimientos volumétricos:

$$\dot{V}_{G,C1} = \frac{\dot{m}_{\phi 2} \cdot v_1}{R_{v,C1}} = \frac{0,00091 \cdot 1,02}{0,9 - 0,05 \cdot \frac{3,5}{1,1}} = 0,00125 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_{G,C2} = \frac{(\dot{m}_{\phi 2} + \dot{m}\ \ ) \cdot v_3}{R_{v,C2}} = \frac{0,00129 \cdot 0,4}{0,9 - 0,05 \cdot \frac{40}{3,5}} = 0,0016 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_{G,C3} = \frac{\dot{m}_{\phi 1} \cdot v_{13}}{R_{v,C3}} = \frac{0{,}0032 \cdot 0{,}36}{0{,}9 - 0{,}05 \cdot \dfrac{40}{3{,}5}} = 0{,}0035 \, \frac{m^3}{s}$$

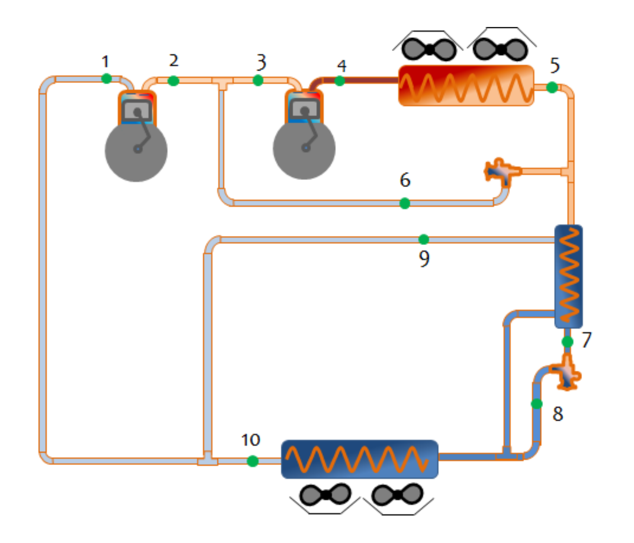


PROBLEMA 9

La instalación frigorífica de la figura utiliza R717 como refrigerante, y se emplea para producir 60kW de potencia frigorífica destinados a absorber las cargas térmicas de una cámara frigorífica cuyas condiciones interiores deben mantenerse en T_c = –10 °C y HR = 80 %. La cámara tiene circulación natural del aire interior.

En estas condiciones se desea conocer:

- **El estado termodinámico de todos los puntos del ciclo de trabajo y los caudales másicos que se trasiegan por la instalación, sabiendo que la temperatura de descarga isentrópica de ambos compresores debe ser de 60 °C.**
- **El desplazamiento de ambos compresores**
- **El COP de la instalación.**



HUMEDAD RELATIVA [%]

CIRCULACIÓN
FORZADA
NATURAL

70, 75, 80, 85, 90, 95

4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13

T_C - T_0 [°C]

Datos adicionales:

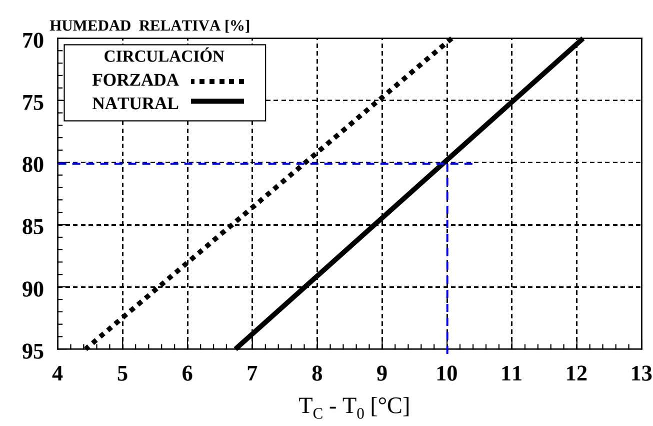
- $\eta_i = \eta_V = 1 - 0{,}05 \cdot t$
- **RU: 4 °C ; R_{Total} = 15 °C**
- **El punto de aspiración al compresor C.2 está en estado de saturación.**
- **Grado subenfriamiento a la salida del condesador: 5 °C**
- **Eficiencia del Subcooler / IHX: 25%**
- η_{me} = 90%
- **Despreciar el intercambio con el ambiente en las líneas de refrigerante.**

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

En primer lugar determinaremos las presiones de trabajo:

- Presión de evaporación:
-



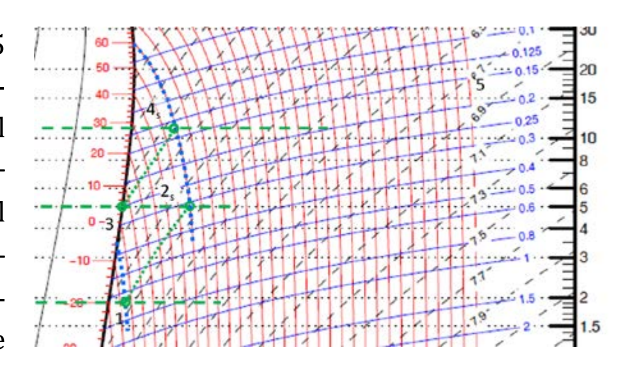
$T_o = T_c - \Delta T = -10 - 10 = -20$ °C

Para el amoniaco, la presión correspondiente de evaporación es:

$p_o\ (T_o) = 1{,}9$ bar

- Presión intermedia.

Si el recalentamiento total es de 15 °C, esto quiere decir que la temperatura del punto de aspiración al compresor C.1 es de $T_1 = T_o + R_{T} = -20 + 15 = -5$ °C . Una vez ubicado el punto 1 en el diagrama presión – entalpía, y sabiendo que la temperatura de descarga isentrópica es de 60 °C,



podremos determinar, por intersección entre la isentrópica que pasa por 1 y la isoterma de 60 °C, cuál es el valor de la presión intermedia.

$p_i = 5$ bar → $T_i = 4$ °C

- Presión de condensación: Sabiendo que la temperatura descarga isentrópica del compresor C2es de 60 °C y que la aspiración está en condiciones de vapor saturado, la presión de condensación se obtendrá como resultado de la intersección entre la isoterma de 60 °C y la isentrópica que pasa por el punto 3 → $p_k = 11$ bar → $T_k = 29$ °C

Las entalpías de los puntos ya ubicados son:

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

h_1 = 1.470 kJ/kg; h_{2s} = 1.610 kJ/kg; h_3 = 1.460 kJ/kg; h_{4s} = 1.570 kJ/kg

Con el recalentamiento útil podemos ubicar el punto de salida del evaporador:

h_{10} (T_{10} = −16 °C, p_o) = 1.455 kJ/kg

Conocidas las presiones de trabajo podremos calcular los rendimientos internos de cada compresor y determinar los estados reales de descarga de cada uno:

$$t_{C1} = \frac{p_i}{p_o} = \frac{5}{1{,}9} = 2{,}63 \quad ; \quad t_{C2} = \frac{p_K}{p_i} = \frac{11}{5} = 2{,}2$$

$$R_{i,C1} = 1 - 0{,}05 \cdot t_{C1} = 0{,}869 \quad ; \quad R_{i,C2} = 1 - 0{,}05 \cdot t_{C2} = 0{,}89$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{R_{i,C1}} = 1.470 + \frac{1.610 - 1.470}{0{,}869} = 1.631 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{R_{i,C2}} = 1.460 + \frac{1.570 - 1.460}{0{,}89} = 1.584\ kJ/kg$$

Con el grado de subenfriamiento a la salida del condensador tendremos determinado el estado termodinámico del punto 5:

h_5 (T_5 = 24 °C, p_k) = 310 kJ/kg = h_6

La temperatura del punto 7 la despejaremos de la expresión de la eficiencia en el intercambiador interno, sabiendo que $T_8 = T_0$:

$$\varepsilon_{sub.} = \frac{T_5 - T_7}{T_5 - T_0}$$

$$T_7 = T_5 - \varepsilon_{sub.} \cdot (T_5 - T_0) \rightarrow T_7 = 24 - 0{,}25 \cdot \big(24 - (-20)\big) = 13\ °C$$

h_7 (T_7 = 13 °C, p_k) = 260 kJ/kg = h_8

Las incógnitas que restan son los caudales másicos ($\dot{m}_o, \dot{m}_k, \dot{m}_1, \dot{m}_6, \dot{m}_9$) y el estado termodinámico del punto 9. Para calcularlos deberemos de plantear los balances energéticos y másicos necesarios. En total tenemos 6 incógnitas (5 caudales másicos y la entalpía del punto 9), de forma que hay que construir un sistema de 6 ecuaciones con 6 incógnitas.

- Balance energético en el evaporador

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot (h_{10} - h_8) \rightarrow \dot{m}_o = \frac{\dot{Q}_o}{(h_{10} - h_8)} = \frac{60}{1.430 - 270} = 0{,}0517 \frac{kg}{s}$$

- Balance energético y másico en el punto de mezcla entre compresores:

$$\dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_k \cdot h_3$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_6 = \dot{m}_k$$

- Balance energético y másico en el punto de mezcla a la salida del evaporador:

$$\dot{m}_0 \cdot h_{10} + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_1 \cdot h_1$$

$$\dot{m}_o + \dot{m}_9 = \dot{m}_1$$

- Balance energético en el intercambiador interno:

$$(\dot{m}_k - \dot{m}_6) \cdot (h_5 - h_7) = (h_9 - h_8) \cdot \dot{m}_9$$

Planteado el sistema de ecuaciones, la solución al mismo es:

h_9 = 2.166 kJ/kg ;

$\dot{m}_k = 0{,}4047\ kg/s$; $\dot{m}_6 = 0{,}3519\ kg/s$; $\dot{m}_9 = 0{,}00111\ kg/s$; $\dot{m}_1 = 0{,}05281\ kg/s$

Los desplazamientos de ambos compresores serán:

$$\dot{V}_{G,C1} = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1}{R_{V,C1}} = \frac{0{,}05281 \cdot 0{,}7}{0{,}869} = 0{,}0425\ {m^3}/{s}$$

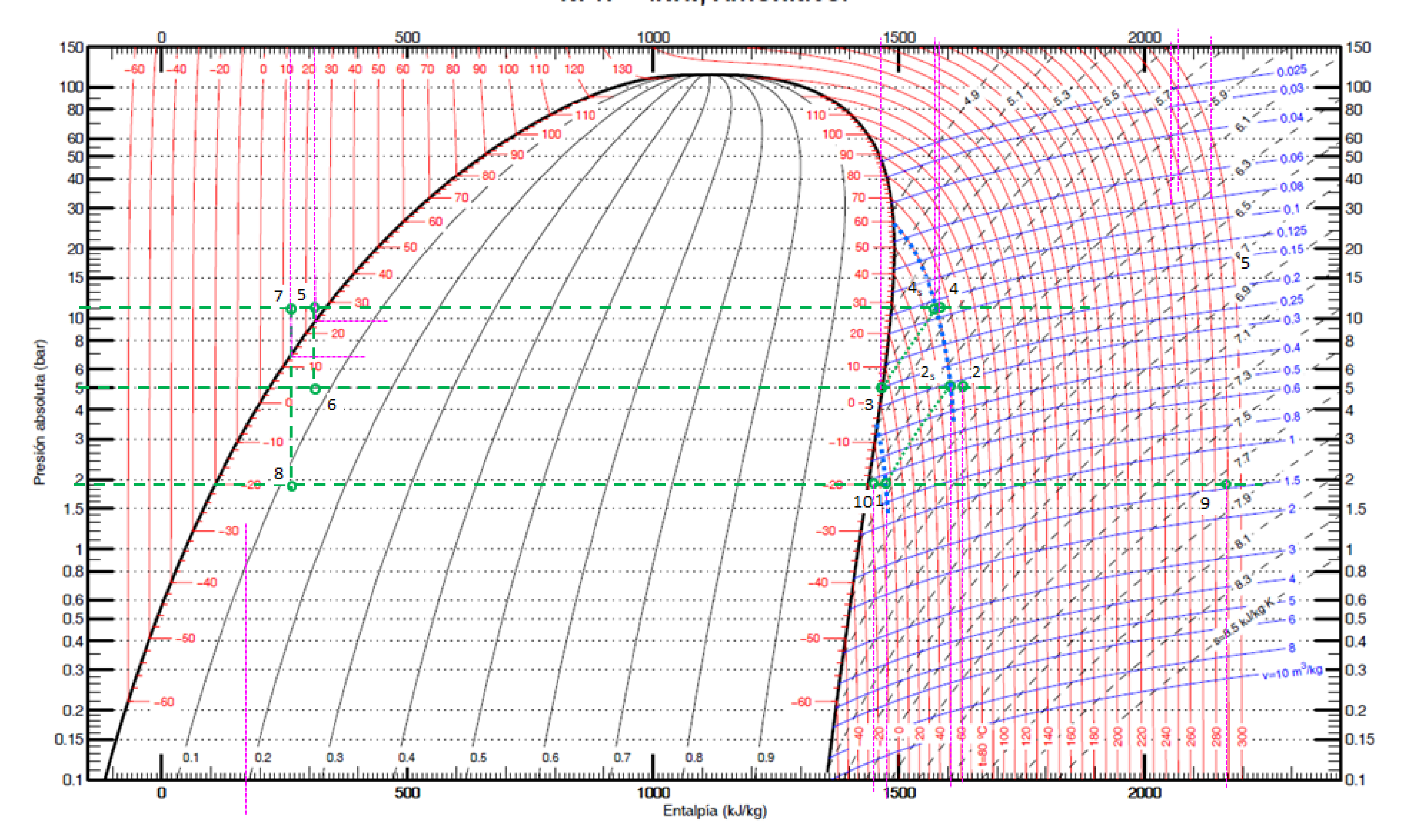
$$\dot{V}_{G,C2} = \frac{\dot{m}_k \cdot v_3}{R_{V,C2}} = \frac{0{,}4047 \cdot 0{,}25}{0{,}89} = 0{,}1137\ {m^3}/{s}$$

El COP de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_{C1} + P_{C2}} = \frac{60}{9{,}45 + 60{,}7} = 0{,}855$$

$$P_{C1} = \dot{m}_1 \cdot \frac{h_2 - h_1}{R_{m,e}} = 0{,}05281 \cdot \frac{1.631 - 1.470}{0{,}9} = 9{,}45\ kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



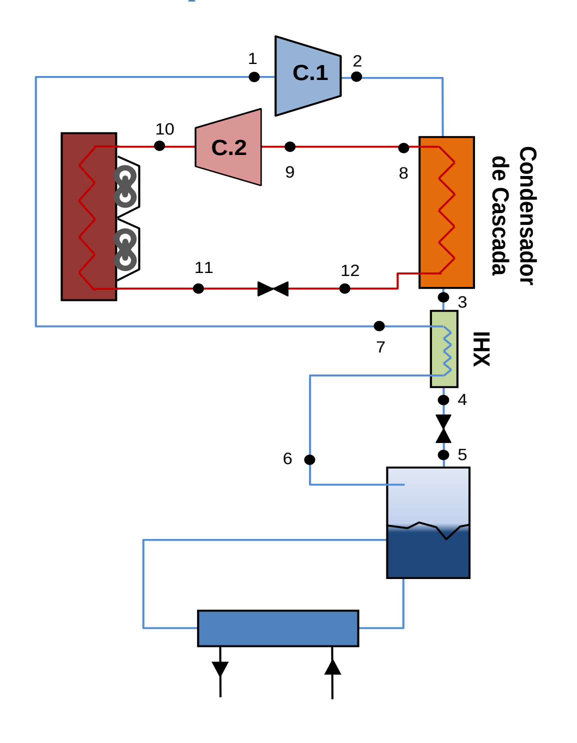
Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.git.uji.es) Universidad Jaume I de Castellón

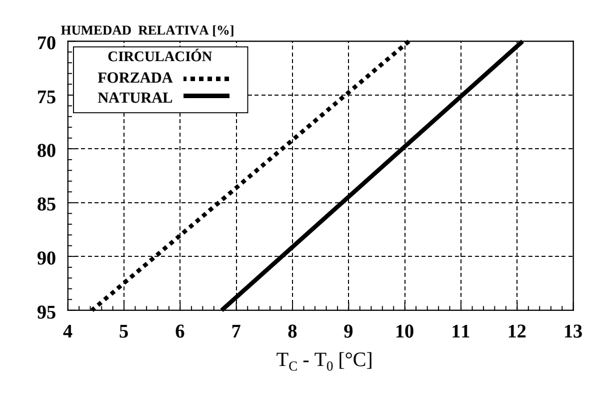
PROBLEMA 10

En la instalación en cascada de la figura se trabaja con los refrigerantes: R134a, CO_2. La correspondencia entre el refrigerante y el circuito en el que trabaja se realiza teniendo en cuenta que en ninguno de los dos circuitos pueden existir presiones por debajo de la atmosférica (1 bar absoluto).

La instalación da servicio a una cámara frigorífica con una carga térmica de 275kW y que debe permanecer en unas condiciones de temperatura y humedad relativa de –35 °C y 92 % respectivamente, con circulación de aire forzada en su interior.

El salto térmico en el condensador de cascada es de 6 °C, y la tasa de compresión de ambos compresores es de 3,5.





En estas condiciones se desea conocer:

a) El estado termodinámico de todos los puntos del ciclo de trabajo y los caudales másicos que se trasiegan por la instalación.

b) Potencia cedida en el condensador

c) El desplazamiento de ambos compresores

d) El COP de la instalación.

Datos adicionales:

- **Rendimientos de ambos compresores:**
  1. $\eta_t = \eta_V = 1 - 0{,}05 \cdot t$
  2. $\eta_{me} = 90\%$
- **R_{Total} en 1 = 15 °C**
- **RU en el condensador de cascada = = 5 °C**
- **RMU en 9 = 10 °C**
- **Grado subenfriamiento a la salida del condensador de cascada: 5 °C.**
- **Grado subenfriamiento a la salida del condensador: 0 °C**
- **Eficiencia del Subcooler / IHX: 35%**

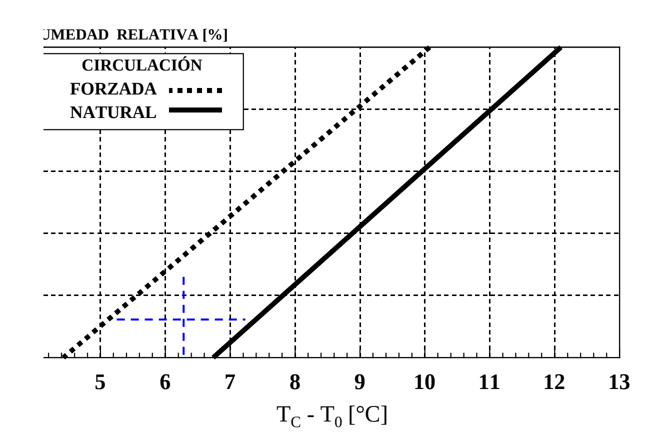
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Lo primero es determinar los niveles de presión. Como se trata de una instalación en cascada tendremos una presión de condensación y otra de evaporación por ciclo de compresión de vapor. Dependiendo de con qué refrigerante se cargue cada circuito se obtendrán unos niveles de presión u otros.

Para cumplir con la condición de no tener presiones inferiores a la atmosférica deberemos de identificar la menor temperatura de la instalación y comprobar si con alguno de estos dos refrigerantes tenemos presión menor a la unidad.

La menor temperatura se corresponderá con el nivel de evaporación en la cámara frigorífica. Teniendo en cuenta la temperatura y humedad a mantener en el interior de la cámara, así como el tipo de circulación de aire, tendremos:



$$T_o = T_c - \Delta T = -35 - 5 = -40 \ \text{°C}$$

Para este nivel de evaporación, las presiones correspondientes de cada refrigerante serán:

$$p_{o,R134a}\,(T_o) = 0{,}51 \text{ bar}$$

$$p_{o,CO2}\,(T_o) = 10 \text{ bar}$$

Por lo tanto, en el circuito de baja temperatura se colocará el CO_2, mientras que en el de alta temperatura, se colocará el R134a.

$$\Delta T_{casc.} = T_{kL} - T_{oH}$$

Ante esta situación, las presiones serán:

$p_{oL,CO2}(-40 \text{ °C}) = 10$ bar

$p_{kL,CO2} = 10 \cdot 3{,}5 = 35$ bar $\rightarrow$ $T_{kL,CO2}(p_{kL}) = 0$ °C

$T_{oH,R134a} = T_{kL,CO2} - \Delta T_{casc.} = 0 - 6 = -6$ °C

$p_{oH,R134a}(T_{oH}) = 2{,}4$ bar

$p_{kH,R134a} = p_{oH,R134a} \cdot 3{,}5 = 8{,}3$ bar

$T_{kH,R134a}(p_{kH}) = 33$ °C

- Resolución del circuito baja temperatura (CO_2)

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

- Punto 1 $p_1 = p_{oL}$; $T_1 = T_{oL} + RT = -40 + 15 = -25$ °C → $h_1 = 450$ kJ/kg, $s_1 = 2{,}1$ kJ/kgK; $v_1 = 0{,}042$ m³/kg
- Punto 2s. $p_{2s} = p_{kL}$, $s_2 = s_1$ → $h_{2s} = 511$ kJ/kg
- Punto 2

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{i,C1}} = 450 + \frac{511 - 450}{0{,}825} = 524 \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{is,C1} = 1 - 0{,}05 \cdot t = 1 - 0{,}05 \cdot 3{,}5 = 0{,}825$$

- Punto 3. $T_3 = T_{kL} - GS = 0 - 5 = -5$ °C, $p_3 = p_{kL}$ → $h_3 = 188$ kJ/kg
- Punto 6 $p_6 = p_{oL}$, $T_6 = T_{oL}$ → $h_6 = h_{v,sat}(T_{oL}) = 435$ kJ/kg
- Punto 7, a partir de la eficiencia del intercambiador interno (IHX)

$$\varepsilon_{IHX.} = \frac{T_7 - T_6}{T_3 - T_6} \rightarrow T_7 = T_6 + \varepsilon_{IHX} \cdot (T_3 - T_6) =$$

$$= -45 + 0{,}3 \cdot \left(-5 - (-45)\right) = -29{,}4\,°C$$

$$h_7(p_{OL};\ T_7) = 446\ {}^{kJ}/_{lg}$$

- Punto 4. La entalpía de este punto la determinaremos mediante un balance energético en el IHX.

$$\dot{m}_{oL} \cdot (h_3 - h_4) = (h_7 - h_6) \cdot \dot{m}_{oL}$$

$$h_4 = h_3 - (h_7 - h_6) = 188 - (446 - 435) = 177{,}8\ {}^{kJ}/_{kg}$$

- Punto 5. La entalpía de este punto la determinaremos mediante un balance

$$h_5 = h_4$$

El caudal de refrigerante en este circuito lo calcularemos a partir de la potencia del evaporador:

$$\dot{Q}_{oL} = \dot{m}_{oL} \cdot (h_6 - h_5) \rightarrow \dot{m}_{oL} = \frac{\dot{Q}_{oL}}{(h_6 - h_5)} = \frac{275}{435 - 178} = 1{,}07\ \frac{kg}{s}$$

El desplazamiento del compresor lo despejaremos del rendimiento volumétrico:

$$\dot{V}_{G,L} = \frac{\dot{m}_{oL} \cdot v_1}{\eta_{V,C1}} = \frac{1{,}07 \cdot 0{,}04}{0{,}825} = 0{,}0544\ {}^{m^3}/_{s}$$

La potencia cedida en el condensador de cascada:

$$\dot{Q}_{kL} = \dot{m}_{oL} \cdot (h_2 - h_3) = 1{,}07 \cdot (524 - 188{,}5) = 358{,}4\ kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

La potencia eléctrica absorbida en el compresor es de:

$$P_{CL} = \dot{m}_{oL} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\eta_{m,e}} = 1{,}07 \cdot \frac{524 - 450}{0{,}9} = 87{,}6\ kW$$

- Resolución del circuito alta temperatura (R134a)
  - Punto 8 $p_8 = p_{oH}$, $T_8 = T_{oH} + RU_{cc} = -5{,}7 + 5 = -1$ → $h_8 = 400$kJ/kg
  - Punto 9 $p_9 = p_{oH}$, $T_9 = T_8 + RMU = -1 + 10 = 9$ → $h_9 = 408$ kJ/kg; $s_9 = 1{,}78$kJ/kgK; $v_9 = 0{,}09$m3/kg
  - Punto 10s $p_{10s} = p_{KH}$; $s_{10s} = s_9$ → $h_{10s} = 436{,}33$ kJ/kg
  - punto 10

$$h_{10} = h_9 + \frac{h_{10s} - h_9}{\eta_{i,C2}} = 408 + \frac{436 - 408}{0{,}825} = 442 \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{is,C2} = 1 - 0{,}05 \cdot t = 1 - 0{,}05 \cdot 3{,}5 = 0{,}825$$

  - punto 11 $p_{11} = p_{kH}$; $T_{11} = T_{Kh} - GS = 33$ °C → $h_{11} = 246$ kJ/kg
  - punto 12 $h_{12} = h_{11}$

El caudal de refrigerante en el circuito de alta temperatura lo calcularemos a partir del balance energético en el condensador de cascada:

$$\dot{Q}_{oH} = \dot{Q}_{kL} \rightarrow \dot{m}_{oH} = \frac{\dot{Q}_{kL}}{(h_8 - h_{12})} = \frac{358}{400 - 246} = 2{,}33\ \frac{kg}{s}$$

El desplazamiento del compresor lo despejaremos del rendimiento volumétrico:

$$\dot{V}_{G,H} = \frac{\dot{m}_{oH} \cdot v_9}{\eta_{V,C2}} = \frac{2{,}33 \cdot 0{,}09}{0{,}825} = 0{,}257\ {m^3}/{s}$$

La potencia cedida en el condensador de cascada:

$$\dot{Q}_{kH} = \dot{m}_{oH} \cdot (h_{10} - h_{11}) = 2{,}33 \cdot (442 - 246) = 458\ kW$$

La potencia eléctrica absorbida en el compresor es de:

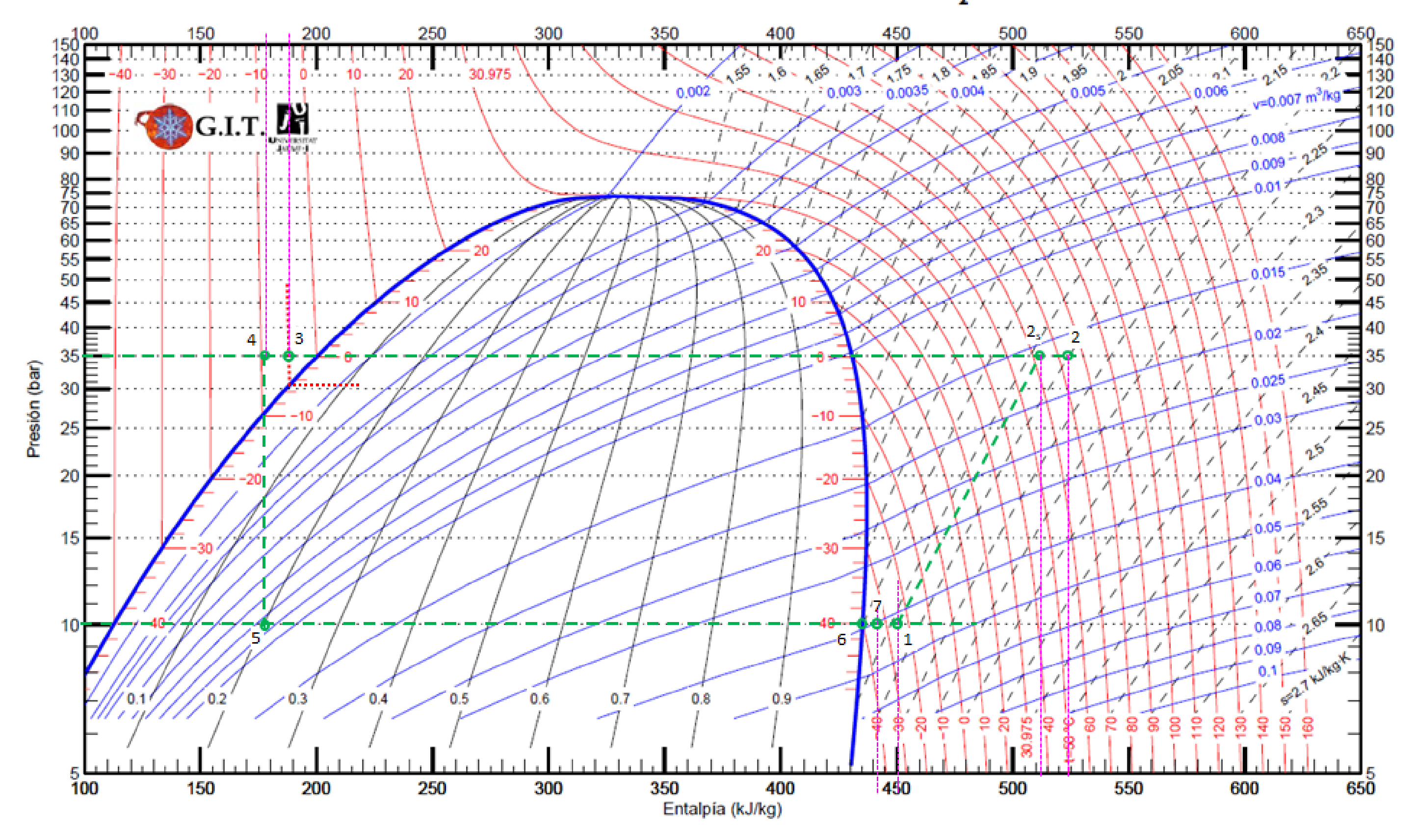
$$P_{CH} = \dot{m}_{oH} \cdot \frac{h_{10} - h_9}{\eta_{m,e}} = 2{,}33 \cdot \frac{442 - 408}{0{,}9} = 87{,}9\ kW$$

El COP de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{oL}}{P_{C1} + P_{C2}} = \frac{275}{87{,}56 + 87{,}9} = 1{,}57$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

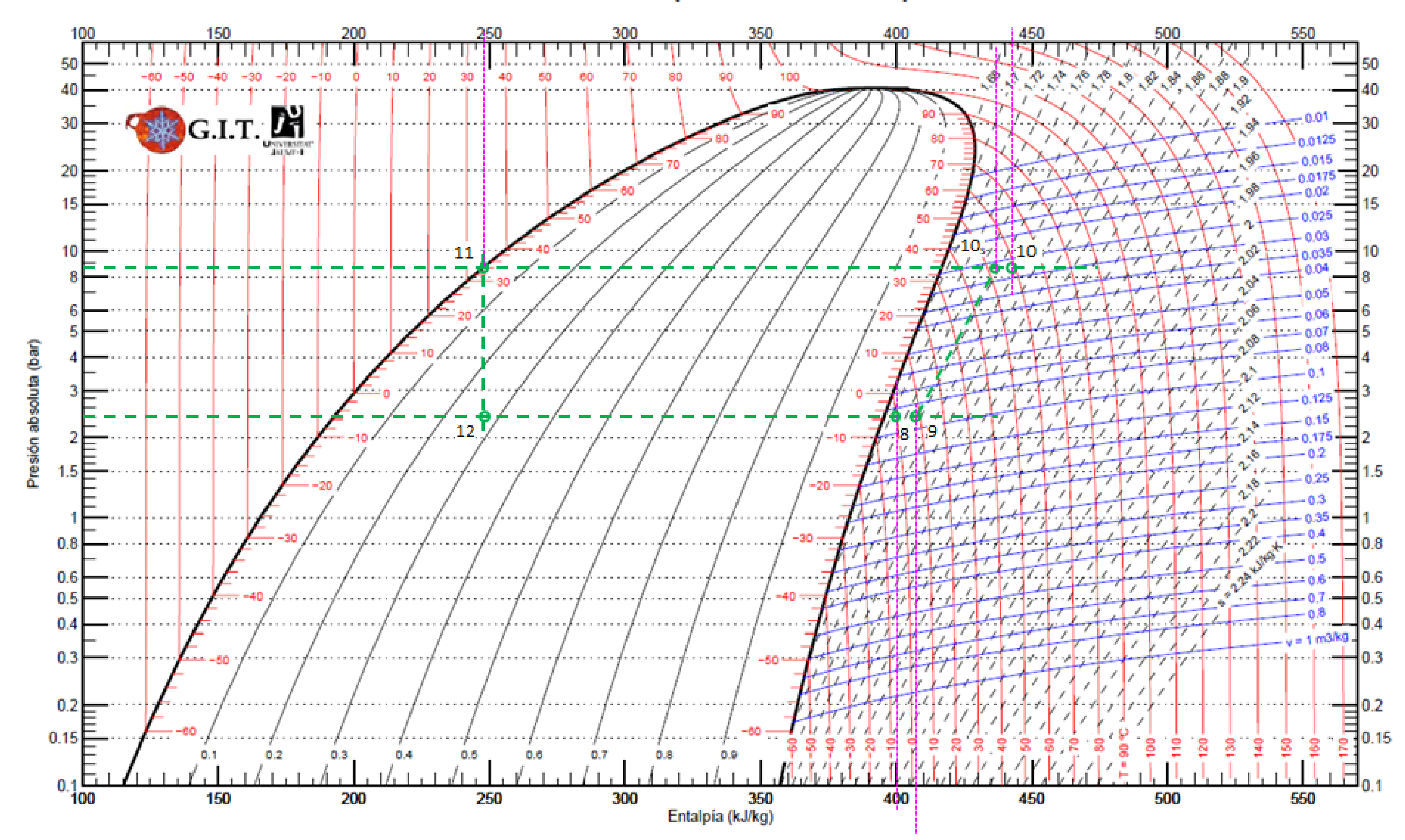
DIÓXIDO DE CARBONO – R744 – CO_2



Referencia entalpías: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg) , s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon, E.W., M.O. McLinden, and M.L. Huber. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.git.uji.es) Universidad Jaume I de Castellón

ISBN: 978-84-17900-01-4 — DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

R134a (1,1,1,2 Tetrafluoroetano)



Referencia entalpías: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg) , s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon, E.W., M.O. McLinden, and M.L. Huber. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.git.uji.es) Universidad Jaume I de Castellón

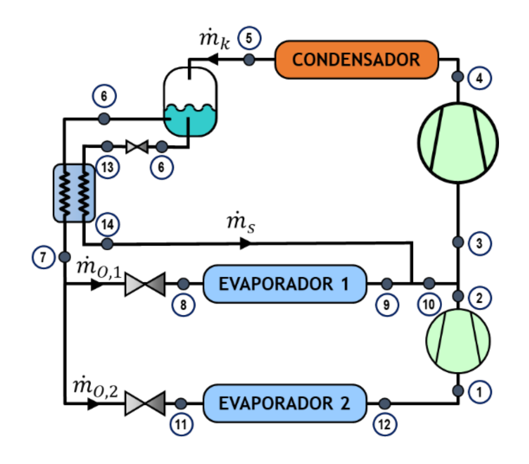
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 11

Se dispone de una instalación de refrigeración de un supermercado de compresión en doble etapa con sistema booster, cuyo esquema se muestra en la siguiente figura.

La instalación que trabaja con el refrigerante R507A, está ubicada en Valencia (T_{amb} = 29,8 °C) y condensa por aire. Si se quiere diseñar para proporcionar una potencia frigorífica de 30 kW a un nivel de evaporación de 0 °C y 10 kW a un nivel de −25 °C, se desea determinar (bajo los condicionantes de funcionamiento de la tabla):

a) **Ciclo de trabajo y estados termodinámicos del refrigerante en el ciclo**
b) **Tamaño en (m^3/h) de cada uno de los compresores y la potencia eléctrica que absorberán.**
c) **El rendimiento energético global de la instalación.**



Condiciones de diseño:

- **Eficiencia térmica del subcooler (equipo de subenfriamiento a salida de condensador): 55%**
- **Recalentamiento útil en evaporador 1: 5K**
- **Recalentamiento útil en evaporador 2: 15K**
- **Recalentamiento útil en subcooler: 5K**
- **Pérdidas de calor al exterior despreciables.**

Curvas de comportamiento de compresores:

- $\eta_i = 1 - 0,05 \cdot t$
- $\eta_v = 1 - 0,08 \cdot t$

SOLUCIÓN

En primer lugar vamos a determinar las presiones de trabajo del ciclo:

- $T_k = T_{amb}$(Valencia) + [10 °C÷15 °C] = 29,8 + 10,2 = 40 °C → p_k = 19 bar

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

- T_{01} = 0 °C, según dato de enunciado, → p_{01} = 6,2 bar, como se trata de un sistema booster, y dada la configuración de la instalación, la presión intermedia coincidirá con la de este evaporador pi = p01
- T_{02} = – 25 °C , según dato de enunciado, → p_{02} = 2,6 bar

Con los datos del enunciado podemos ubicar directamente los puntos 14, 9 y 12, puesto que nos dan el valor del recalentamiento útil.

$$T_9 = T_{01} + 5K = 5\ °C\ ,\ p_9 = p_{01} \rightarrow h_9 = 366\ \frac{kJ}{kg}$$

$$T_{14} = T_{01} + 5K = 5\ °C\ p_{14} = p_{01} \rightarrow h_{14} = 366\ \frac{kJ}{kg}$$

Los puntos 9 y 14 tienen el mismo estado termodinámico, por lo tanto, su mezcla (punto 10) también tendrá el mismo estado termodinámico:

$$h_{10} = h_9 = h_{14}$$

$$T_{12} = T_{02} + 15K = -10\ °C,\ p_{12} = p_{02} \rightarrow h_{12} = 362\ \frac{kJ}{kg}$$

El punto 6 se encuentra en estado de líquido saturado, al extraerse de la parte inferior de un depósito que almacena fluido en estado bifásico.

$$h_6 = h_{l,sat}(p_k) = 260\ \frac{kJ}{kg}$$

El punto de salida del condensador tiene el mismo estado termodinámico que el punto 6, puesto que al haber una sola salida y entrada al depósito y no existir intercambio energético alguno, ambas deben coincidir energéticamente y a nivel másico.

$$h_5 = h_6 = 260\ \frac{kJ}{kg}$$

El punto 13 tendrá la misma entalpía que el punto 6, pero se encuentra a la presión del evaporador 1

$$h_{13} = h_6 = 260\ \frac{kJ}{kg}\ \ ;\ p_{13} = p_{01} \rightarrow T_{13} = T_{01}$$

Con la expresión de la eficiencia en el subcooler, podemos despejar la temperatura del punto 7:

$$\varepsilon = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_{13}}\ ;\ 0{,}55 = \frac{40 - T_7}{40 - 0} \rightarrow T_7 = 18\ °C\ ; p_7 = p_k \rightarrow h_7 = 215\ \frac{kJ}{kg}$$

Las entalpías de los puntos 8 y 11 coinciden con las del punto 7, sólo que las presiones son $p_8 = p_{01}$ y $p_{11} = p_{02}$

$$h_8 = h_{11} = h_7 = 215\ \frac{kJ}{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Dado que se desprecian las pérdidas de calor al ambiente, el punto de aspiración al compresor de baja presión (1), tiene el mismo estado energético que el punto 12, por lo tanto:

$$h_1 = h_{12} = 362\,\frac{kJ}{kg} \rightarrow s_1(h_1, p_{o2}) =$$

El punto de descarga del compresor de baja se determina a partir de la descarga ideal y del rendimiento isentrópico:

$$h_{2s}(p_{o1}, s_1) = 380\ \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{i,BP} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i} = 362 + \frac{380 - 362}{1 - 0{,}05 \cdot \frac{6{,}2}{2{,}6}} = 362 + \frac{18}{0{,}881} = 382{,}4\,\frac{kJ}{kg}$$

Para determinar el punto de aspiración al compresor de alta presión deberemos de realizar un balance energético en el punto de mezcla. Previamente hay que determinar los caudales másicos de las corrientes que se mezclan, realizando balances energéticos en ambos evaporadores y en el subcooler:

$$\dot{m}_{o1} = \frac{\dot{Q}_{01}}{h_9 - h_8} = \frac{30}{366 - 215} = 0{,}198\frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{o2} = \frac{\dot{Q}_{02}}{h_{12} - h_{11}} = \frac{10}{362 - 215} = 0{,}07\ \frac{kg}{s}$$

$$(\dot{m}_{o2} + \dot{m}_{o1}) \cdot (h_6 - h_7) = \dot{m}_s \cdot (h_{14} - h_6) \rightarrow \dot{m}_s = \frac{(\dot{m}_{o2} + \dot{m}_{o1}) \cdot (h_6 - h_7)}{(h_{14} - h_6)}$$

$$\dot{m}_s = \frac{(0{,}198 + 0{,}07) \cdot (260 - 215)}{(366 - 260)} = 0{,}114\ \frac{kg}{s}$$

$$(\dot{m}_{o2} + \dot{m}_{o1} + \dot{m}_s) \cdot h_3 = (\dot{m}_{o1} + \dot{m}_s) \cdot h_{10} + \dot{m}_{o2} \cdot h_2 \rightarrow$$

$$h_3 = \frac{(0{,}198 + 0{,}114) \cdot 366 + 0{,}07 \cdot 382}{0{,}198 + 0{,}07 + 0{,}114} = 369\,\frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{o2} + \dot{m}_{o1} + \dot{m}_s = 0{,}382\ \frac{kg}{s}$$

El punto de descarga del compresor de alta se determina a partir de la descarga ideal y del rendimiento isentrópico:

$$h_{4s}(p_k, s_3) = 392\ \frac{kJ}{kg}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\eta_{i,AP} = \frac{h_{4s}-h_3}{h_4-h_3} \rightarrow h_4 = h_3 + \frac{h_{4s}-h_3}{\eta_i} = 369 + \frac{392-369}{1-0{,}05\cdot\frac{19}{6.2}} = 369 + \frac{23}{0{,}847}$$
$$= 396{,}1\,\frac{kJ}{kg}$$

- Para calcular los desplazamientos de ambos compresores utilizaremos las expresiones de los rendimientos volumétricos:

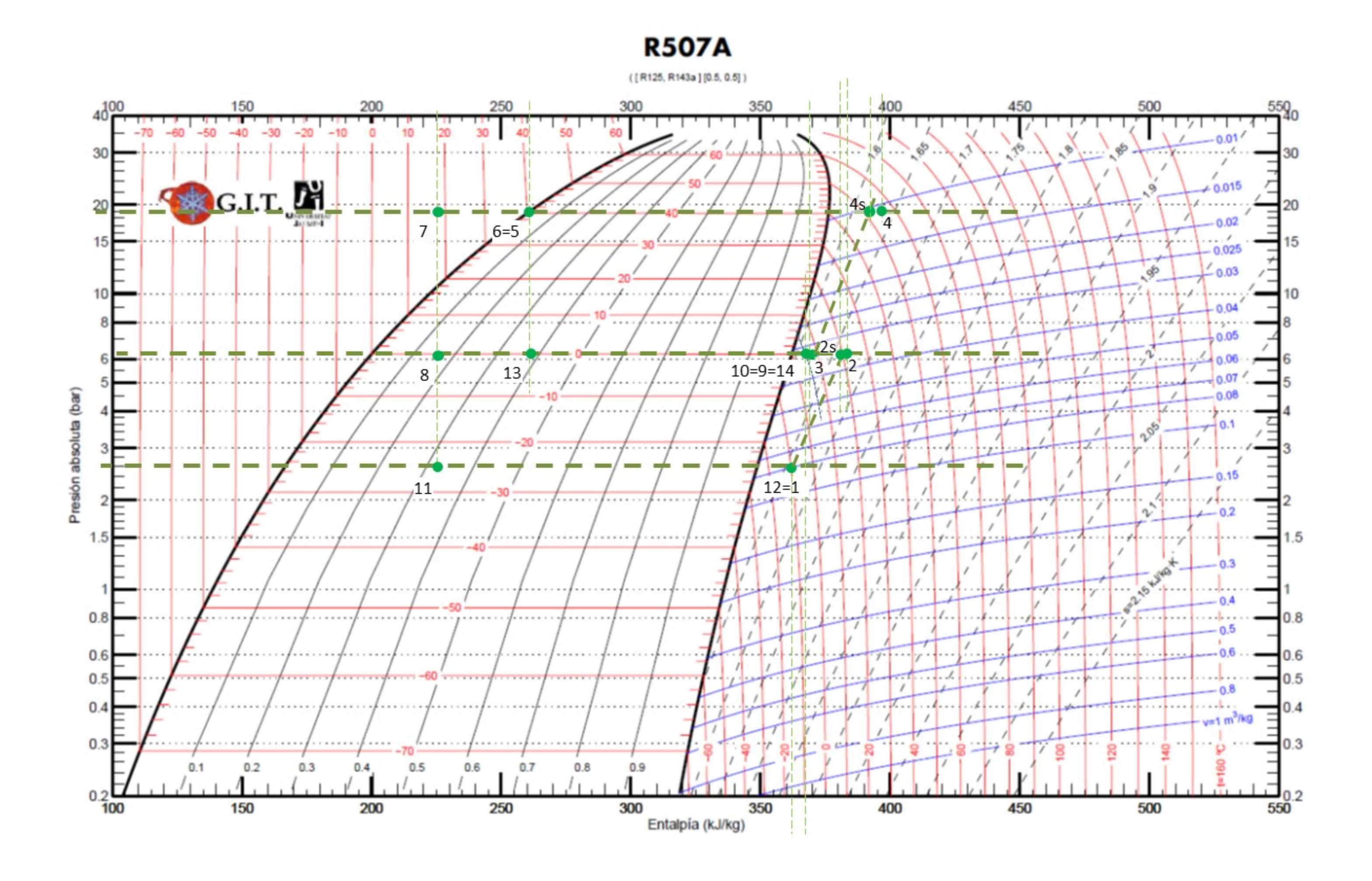
$$\eta_{v,BP} = 1-0{,}08\cdot\frac{p_{01}}{p_{02}} = \frac{\dot{m}_{o2}\cdot v_1}{\dot{V}_{G,BP}} \rightarrow \dot{V}_{G,BP} = \frac{\dot{m}_{o2}\cdot v_1}{1-0{,}08\cdot\frac{p_{01}}{p_{02}}}$$

$$\dot{V}_{G,BP} = \frac{0{,}07\cdot 0{,}08}{1-0{,}08\cdot\frac{6{,}2}{2{,}6}} = 0{,}00692\,\frac{m^3}{s}$$

$$\eta_{v,AP} = 1-0{,}08\cdot\frac{p_k}{p_{01}} = \frac{\dot{m}_{o2}\cdot v_3}{\dot{V}_{G,AP}} \rightarrow \dot{V}_{G,AP} = \frac{0{,}382\cdot 0{,}033}{1-0{,}08\cdot\frac{19}{6{,}2}} = 0{,}0167\,\frac{m^3}{s}$$

- El rendimiento energético de la instalación se determinará mediante la expresión:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{01} + \dot{Q}_{02}}{P_{BP} + P_{AP}} = \frac{10 + 30}{0{,}07\cdot(382{,}4-362) + 0{,}382\cdot(396{,}1-369)} = \frac{40}{1{,}43 + 10{,}35} = 3{,}4$$



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 12

Una instalación frigorífica de compresión de vapor, dispone de sistema de compresión múltiple *booster* tal y como se muestra en la Figura 1. Sabiendo que se desea trabajar con propano (R290) con un nivel de evaporación de –20 °C, condensando por aire en la región de Córdoba (T_{amb} = 35,7 °C) y produciendo 23,22 kW de frío, se pide calcular:

a) **Estados termodinámicos y caudales**

b) **El COP de la instalación**

c) **El volumen geométrico de ambos compresores**

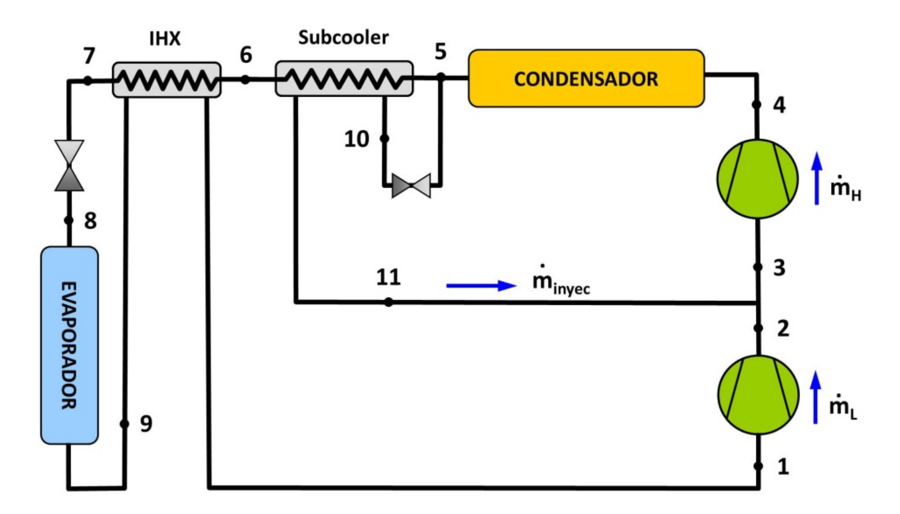


Figura 1 – Esquema de la instalación

Consideraciones:

- **Despreciar intercambio de calor en las líneas y/o pérdidas de presión.**
- **Rendimiento mecánico – eléctrico de ambos compresores ($\eta_{mec-elec}$): 0,9**
- **Rendimiento interno (η_i) = rendimiento volumétrico (η_v) (ambos compresores)**
- **Rendimiento volumétrico compresor alta (η_v): 0,9 – 0,043 · tasa**
- **Rendimiento volumétrico compresor baja (η_v): 1 – 0,05 · tasa**
- **Se desea que el rendimiento volumétrico de ambos compresores sean iguales.**
- **Eficiencia del IHX: 35 %**
- **Eficiencia del *Subcooler*: 40 %**
- **Recalentamiento útil: 5 K**
- **Subenfriamiento en condensador: 5K**
- **Recalentamiento total del punto 3: 3 K**
- **Velocidad de giro de los compresores: 1.450 rpm**

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

En primer lugar determinaremos las presiones de trabajo para el propano (R290):

- Presión de evaporación: $T_o = -20$ °C → $p_o(T_o) = 2{,}5$ bar

- Presión de condensación: $T_k = T_{amb} + [10 - 15]$ °C $= 35{,}7 + 12{,}3 = 48$ °C → $p_k(T_k) =$ 16,5 bar

- Para determinar la presión intermedia, dado que se trata de un sistema boster de compresión, deberemos de aplicar la condición de que los rendimientos volumétricos de ambos compresores sean iguales, ya que éstos dependen de la tasa de compresión:

$$\eta_{v,12} = \eta_{v,34}$$

$$0{,}9 - 0{,}043 \cdot \frac{16{,}5}{p_i} = 1 - 0{,}05 \cdot \frac{p_i}{2{,}5} \rightarrow p_i = 8{,}8\, bar \rightarrow T_i(p_i) = 22ºC$$

Con el dato del subenfriamiento a la salida del condensador tendremos el **punto 5** $T_5 = T_k - 5 = 43$ °C, dado que $p_5 = p_k$, la entalpía que leemos en el diagrama log(p)–h es:

$$h_5(T_5,p_5) = 317 \text{ kJ/kg.}$$

El **punto 10**, tendrá la misma entalpía que el punto 5, puesto que se encuentra a la salida de una válvula de expansión isentálpica:

$$h_{10} = h_5$$

La presión de 10 y su temperatura se corresponden con el valor de la intermedia: $T_{10} = T_i$, $p_{10} = p_i$

El valor del recalentamiento útil nos permite determinar el estado termodinámico del **punto 9**:

$$T_9 = T_o + RU = -20 + 5 = -15 \text{ °C} \;\; ; \;\; p_9 = p_o \rightarrow h_9(T_9, p_o) = 560 \text{ kJ/kg}$$

El **punto 3** se encuentra a presión intermedia ($p_3 = p_i$) y su temperatura está tres grados por encima de la intermedia ($T_3 = T_i + 3 = 25$ °C), por lo tanto $h_3(p_i, T_3) = 604$ kJ/kg

Con la expresión de la eficiencia del subcooler, podremos determinar la temperatura del **punto 6**:

$$\varepsilon_{sub.} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{10}}$$

$$T_6 = T_5 - \varepsilon_{sub.} \cdot (T_5 - T_{10}) \rightarrow T_6 = 43 - 0{,}4 \cdot (43 - 22) = 34{,}6\, °C$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$h_6\,(T_6,\,p_k) = 295\ kJ/kg$$

De la misma forma, con la expresión de la eficiencia del intercambiador interno (IHX), determinaremos la temperatura del **punto 1**:

$$\varepsilon_{IHX} = \frac{T_1 - T_9}{T_6 - T_9}$$

$$T_1 = T_9 + \varepsilon_{IHX} \cdot (T_6 - T_9) = -15 + 0{,}35 \cdot \big(34{,}6 - (-15)\big) = 2{,}36\,°C$$

$$h_1\,(T_1,\,p_o) = 590\ kJ/kg$$

La temperatura del **punto 7** la obtendremos realizando un balance energético en el intercambiador interno (IHX):

$$\left(\dot{m}_H - \dot{m}_{iny}\right) \cdot (h_6 - h_7) = (h_1 - h_9) \cdot \dot{m}_L$$

$$\dot{m}_L + \dot{m}_{iny.} = \dot{m}_H$$

$$h_7 = h_6 - (h_1 - h_9) = 295 - (590 - 560) = 265\,\frac{kJ}{kg}$$

El **punto 8** tiene la misma entalpía que 7, y se encuentra a la presión de evaporación: h8 = h7

Los **puntos 2 y 4**,de descarga de ambos compresores, se obtendrán a partir del punto de aspiración y de la descarga isentrópica (leída en el diagrama logp – h)

$h_{2s}(s_1,\,p_i) = 660\ kJ/kg$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{i,L}} = 590 + \frac{660 - 590}{1 - 0{,}05 \cdot \frac{8{,}8}{2{,}5}} = 590 + \frac{70}{0{,}824} = 675\,\frac{kJ}{kg}$$

$h_{4s}(s_3,\,p_k) = 640\ kJ/kg$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_{i,H}} = 604 + \frac{640 - 604}{0{,}9 - 0{,}043 \cdot \frac{16{,}5}{8{,}8}} = 604 + \frac{36}{0{,}819} = 648\,\frac{kJ}{kg}$$

Dado que conocemos el salto entálpico en el evaporador y su potencia térmica, podremos determinar el caudal de refrigerante que circula por él, $\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{L}}$:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_L \cdot (h_9 - h_8) \;\rightarrow \dot{m}_L = \frac{\dot{Q}_o}{(h_9 - h_8)} = \frac{23{,}22}{560 - 265} = 0{,}082\,\frac{kg}{s}$$

Nos quedan como incógnitas los caudales másicos $\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{iny.}}$ ***y*** $\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{H}}$, así como la entalpía del **punto 11**. Para calcular estas incógnitas necesitamos un sistema de tres ecuaciones con tres. Estas ecuaciones las obtendremos realizando un balance másico y energético en el punto de mezcla entre etapas de compresión, y un balance energético en el *subcooler*.

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

- Balance energético y másico en el punto de mezcla entre compresores:

$$\dot{m}_L \cdot h_2 + \dot{m}_{iny} \cdot h_{11} = \dot{m}_H \cdot h_3$$

$$\dot{m}_L + \dot{m}_{iny} = \dot{m}_H$$

- Balance energético en el *subcooler*:

$$\dot{m}_L \cdot (h_5 - h_6) = (h_{11} - h_{10}) \cdot \dot{m}_{iny.}$$

Planteado el sistema de ecuaciones, la solución al mismo es:

$$h_{11} = 395 \text{ kJ/kg} \; ; \; \dot{m}_H = 0{,}1031 \; kg/s \; ; \; \dot{m}_{iny.} = 0{,}025 \; kg/s$$

Los **desplazamientos** de ambos compresores serán:

$$\dot{V}_{G,L} = \frac{\dot{m}_L \cdot v_1}{\eta_{v,L}} = \frac{0{,}082 \cdot 0{,}2}{0{,}824} = 0{,}0199 \; {m^3}/{s} \rightarrow V_{G,L} = \dot{V}_{G,L} \cdot \frac{60}{rpm} = 0{,}000823 \, m^3$$

$$\dot{V}_{G,H} = \frac{\dot{m}_H \cdot v_3}{\eta_{v,H}} = \frac{0{,}1031 \cdot 0{,}065}{0{,}819} = 0{,}0082 \; {m^3}/{s} \rightarrow V_{G,H} = \dot{V}_{G,H} \cdot \frac{60}{rpm} = 0{,}000338 \, m^3$$

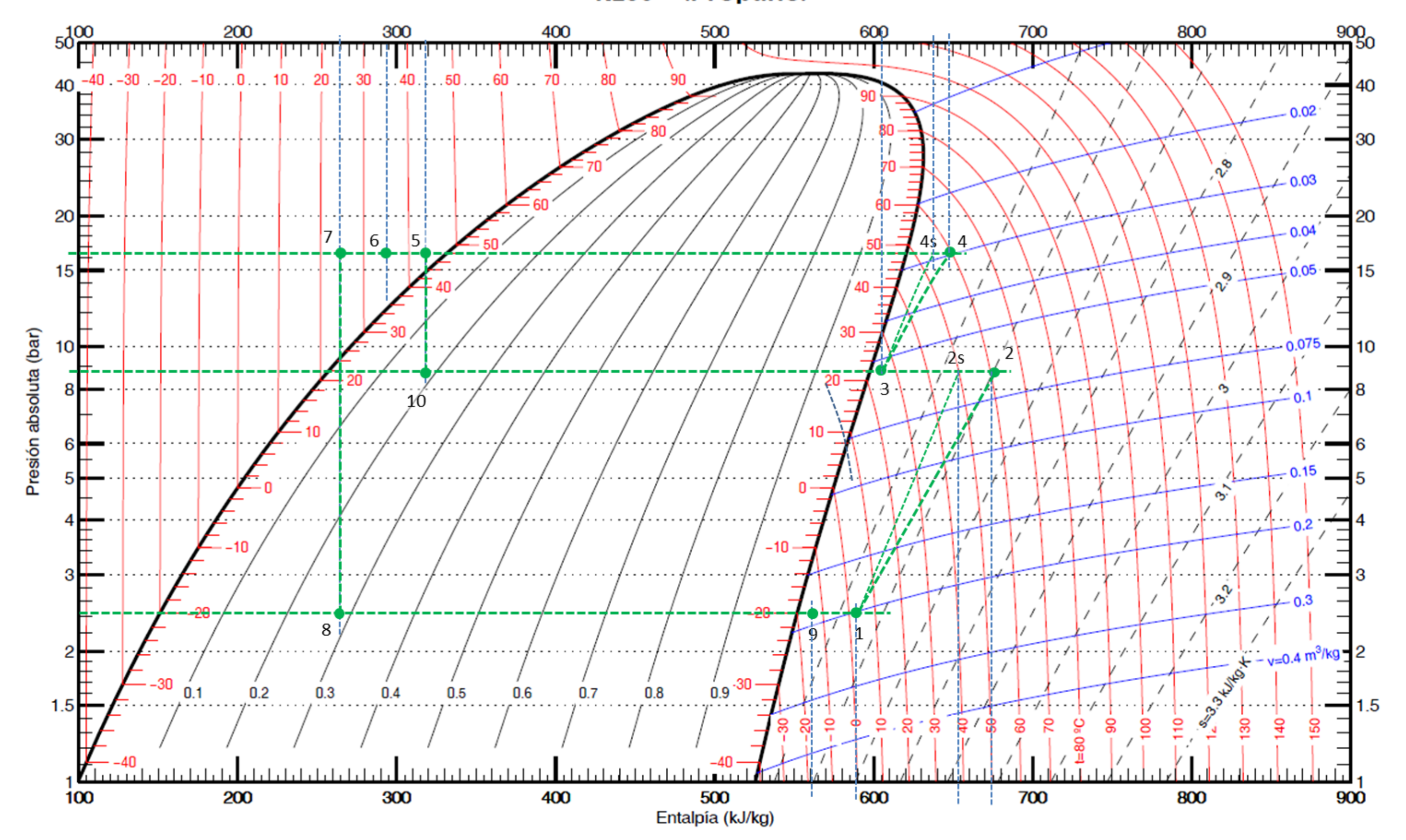
El **COP** de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_{CH} + P_{CL}} = \frac{23{,}22}{5 + 7{,}74} = 1{,}82$$

$$P_{CL} = \dot{m}_L \cdot \frac{h_2 - h_1}{R_{m,e}} = 0{,}082 \cdot \frac{675 - 590}{0{,}9} = 7{,}74 \, kW$$

$$P_{CH} = \dot{m}_H \cdot \frac{h_4 - h_3}{R_{m,e}} = 0{,}1031 \cdot \frac{648 - 604}{0{,}9} = 5{,}0 \, kW$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.git.uji.es) Universidad Jaume I de Castellón

PROBLEMA 13

La instalación frigorífica de la figura condensa utilizando aire ambiente con una temperatura seca promedio de 30 °C, usando el amoniaco como fluido de trabajo.

En el evaporador 1 se debe enfriar el fluido secundario a una temperatura promedio de −20 °C, desarrollando una potencia de 15kW. Mientras que el evaporador 2 está situado en el interior de una cámara frigorífica que debe mantenerse a 1 °C y 85 % de humedad relativa.

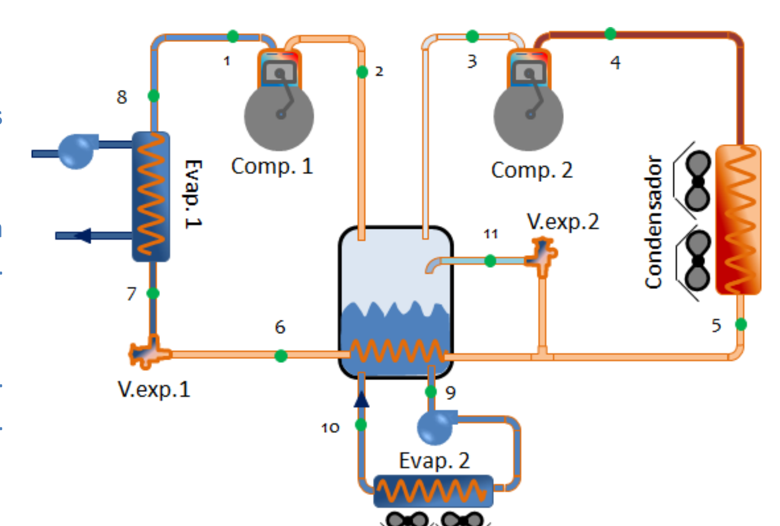
La temperatura de descarga de ambos compresores está limitada como máximo a 20 °C por encima de la temperatura de descarga ideal.

Se pide calcular:

a) Estados termodinámicos y caudales

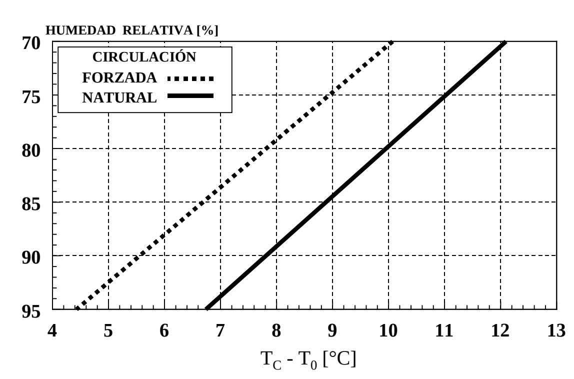
b) La potencia eléctrica absorbida en los compresores

c) El desplazamiento geométrico de ambos compresores,



Consideraciones:

- **Recalentamiento menos útil: 10 °C**
- **Recalentamiento útil del evaporador 1: 5 °C**
- **Subenfriamiento a la salida del condensador: 5 °C**
- **Subenfriamiento total a la entrada de la valv. de expansión1: 20 °C**
- **Rendimiento mecánico – eléctrico de ambos compresores ($\eta_{mec-elec}$): 0.9**
- **La relación entre los desplazamientos geométricos de ambos compresores es: $\dot{V}_{G1} = 1,7 \cdot \dot{V}_{G2}$**



- **El punto 10 tiene un título de vapor del 80%**
- **En ambos compresores $\eta_i = \eta_v$**

SOLUCIÓN

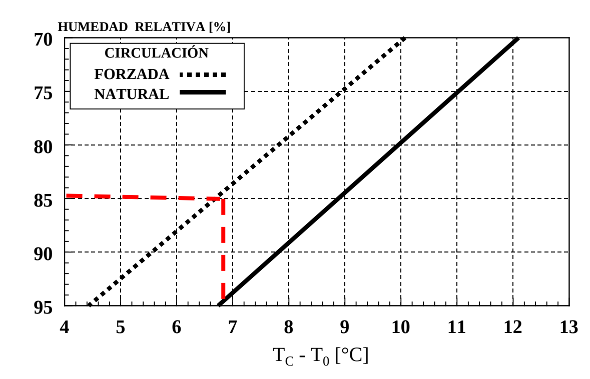
De la figura que aparece en el enunciado, se deduce que la instalación tiene tres niveles de presión. Vamos a determinar cada uno de ellos:

- Presión de condensación: $T_k = T_{amb} + [10 - 15]$ °C = 30 + 15 = 45 °C → **$p_k(T_k)$ = 18 bar**

- Presión de evaporación 2:

  $T_{o2} = T_c - \Delta T_{cámara} =$
  $= 1 - 6{,}6 \approx -5{,}6\,°C$
  → **p_{o2} (T_{o2}) = 3,4 bar**

  Por la imagen del enunciado se entiende que al dibujarse ventiladores en el evaporador, este es de convección forzada



- Presión de evaporación 1: $T_{o1} = \overline{T}_{fs} - [5 \div 7] = -25\,°C$ → **p_{o1} (T_{o1}) = 1,5 bar**

- La presión intermedia, dada la configuración de la instalación, coincide con la del evaporador 2.

La salida del evaporador 1, y la aspiración al compresor 1, se pueden obtener directamente con los datos del enunciado:

$T_8 = T_{o1} + RU_1$ = – 25 + 5 = –20 °C → **$h_8(T_8,p_{o1})$ = 1.440 kJ/kg.**

$T_1 = T_8 + RMU$ = – – 20 + (10) = –10 °C → **$h_1(T_1,p_{o1})$ = 1.470 kJ/kg.**

Una vez determinado el punto 1, podemos situar el punto 2_S, que se corresponden con la descarga isentrópica del compresor 1: $h_{2S}(s_1,p_{o2})$ = 1.565 kJ/kg.

La temperatura de descarga ideal del compresor 1, en consecuencia, tiene una temperatura de 40 °C. Para no superar los 20 °C de exceso en la descarga real, supondremos que $T_2 = T_{2S}$ + 20 = 60 °C, por lo tanto, **$h_2(T_2,p_{o2})$ = 1.615 kJ/kg**

El subsecuente rendimiento isentrópico del compresor 1 será

$$\boldsymbol{\eta_{i,Comp1}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{1.565 - 1.470}{1.615 - 1.470} = \mathbf{0,655}$$

La aspiración del compresor 2, se corresponde con vapor saturado a la presión po2, por lo tanto:

$$\mathbf{h_3} = h_{v,sat}\,(p_{o2}) = \mathbf{1.455\ kJ/kg}$$

Una vez determinado el punto 3, podemos situar el punto 4_s, que se corresponden con la descarga isentrópica del compresor 2: $h_{4s}(s_3,p_k)$ = 1.595 kJ/kg.

La temperatura de descarga ideal del compresor 2, en consecuencia, tiene una temperatura de 112°. Para no superar los 20 °C de exceso en la descarga real, supondremos que $T_4 = T_{4s} + 18 = 130$ °C, por lo tanto, $\mathbf{h_4(T_4,p_k) = 1.740\ kJ/kg}$

El subsecuente rendimiento isentrópico del compresor 2 será

$$\boldsymbol{\eta_{i,Comp2}} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} = \frac{1.695 - 1.455}{1.740 - 1.455} = \mathbf{0,84}$$

La salida del condensador queda determinada por la presión del condensador y el subenfriamiento a la salida:

$$T_5 = T_k - GSC = 45 - 5 = 40\ °C \rightarrow \mathbf{h_5(T_5,\, p_k) = 390\ kJ/kg} = \mathbf{h_{11}}$$

El dato del subenfriamiento total a la entrada de la valv. de expansión 1, permite ubicar el punto 6 del esquema:

$$T_6 = T_k - GST = 45 - 20 = 25\ °C \rightarrow \mathbf{h_6(T_6,\, p_k) = 315\ kJ/kg = h_7}$$

Los dos últimos puntos que nos queda por determinar son los de entrada y salida al evaporador 2.

$$\mathbf{h_9} = h_{l,sat}\,(p_{o2}) = \mathbf{170\ kJ/kg}$$

$$\mathbf{h_{10}(x_{v,10},\, p_{o2}) = 1.200\ kJ/kg}$$

Una vez calculados los estados termodinámicos de los principales puntos de la instalación, a continuación, vamos a calcular los caudales másicos de refrigerante que se mueven por la instalación. Empezamos por el que circula por el evaporador 1, o por el compresor 1:

$$\dot{Q}_{o1} = \dot{m}_{o1} \cdot (h_8 - h_7) \rightarrow \boldsymbol{\dot{m}_{01}} = \frac{\dot{Q}_{o1}}{(h_8 - h_7)} = \frac{15}{1.440 - 315} = \mathbf{0,013\ \frac{kg}{s}}$$

Para determinar el caudal de refrigerante que trasiega el compresor 2, o el condensador, debemos recurrir a la expresión del rendimiento volumétrico:

$$\eta_{v,1} = \eta_{i,Comp1} = \frac{\dot{m}_{o1} \cdot v_1}{\dot{V}_{G,1}} \rightarrow \boldsymbol{\dot{V}_{G,1}} = \frac{\dot{m}_{o1} \cdot v_1}{\eta_{i,Comp1}} = \frac{0{,}013 \cdot 0{,}85}{0{,}655} = \mathbf{0,0173\ {m^3}/{s}}$$

$$\dot{V}_{G1} = 1{,}7 \cdot \dot{V}_{G2} \rightarrow \boldsymbol{\dot{V}_{G2}} = \frac{\dot{V}_{G1}}{1{,}7} = \frac{0{,}0173}{1{,}7} = \mathbf{0,01012\ {m^3}/{s}}$$

$$\eta_{v,2} = \eta_{i,Comp2} = \frac{\dot{m}_k \cdot v_3}{\dot{V}_{G,2}} \rightarrow \boldsymbol{\dot{m}_k} = \frac{\eta_{i,Comp2} \cdot \dot{V}_{G,2}}{v_3} = \frac{0{,}84 \cdot 0{,}0069}{0{,}36} = \mathbf{0,0237\ \frac{kg}{s}}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Finalmente determinaremos el caudal másico que circula por el evaporador 2 realizando un balance energético en el depósito/intercamblador que hay entre ambos compresores

$$\dot{Q}_{o2} + \dot{m}_{o1} \cdot h_5 + \dot{m}_{o1} \cdot h_2 + (\dot{m}_k - \dot{m}_{o1}) \cdot h_{11} = \\ = \dot{m}_{o1} \cdot h_6 + \dot{m}_k \cdot h_3$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{o2}} = 0{,}013 \cdot 315 - 0{,}0237 \cdot 1.455 - 0{,}013 \cdot 390 \\ - 0{,}013 \cdot 1.615 - (0{,}0237 - 0{,}013) \\ \cdot 390 = \mathbf{8,34}\ \boldsymbol{kW}$$

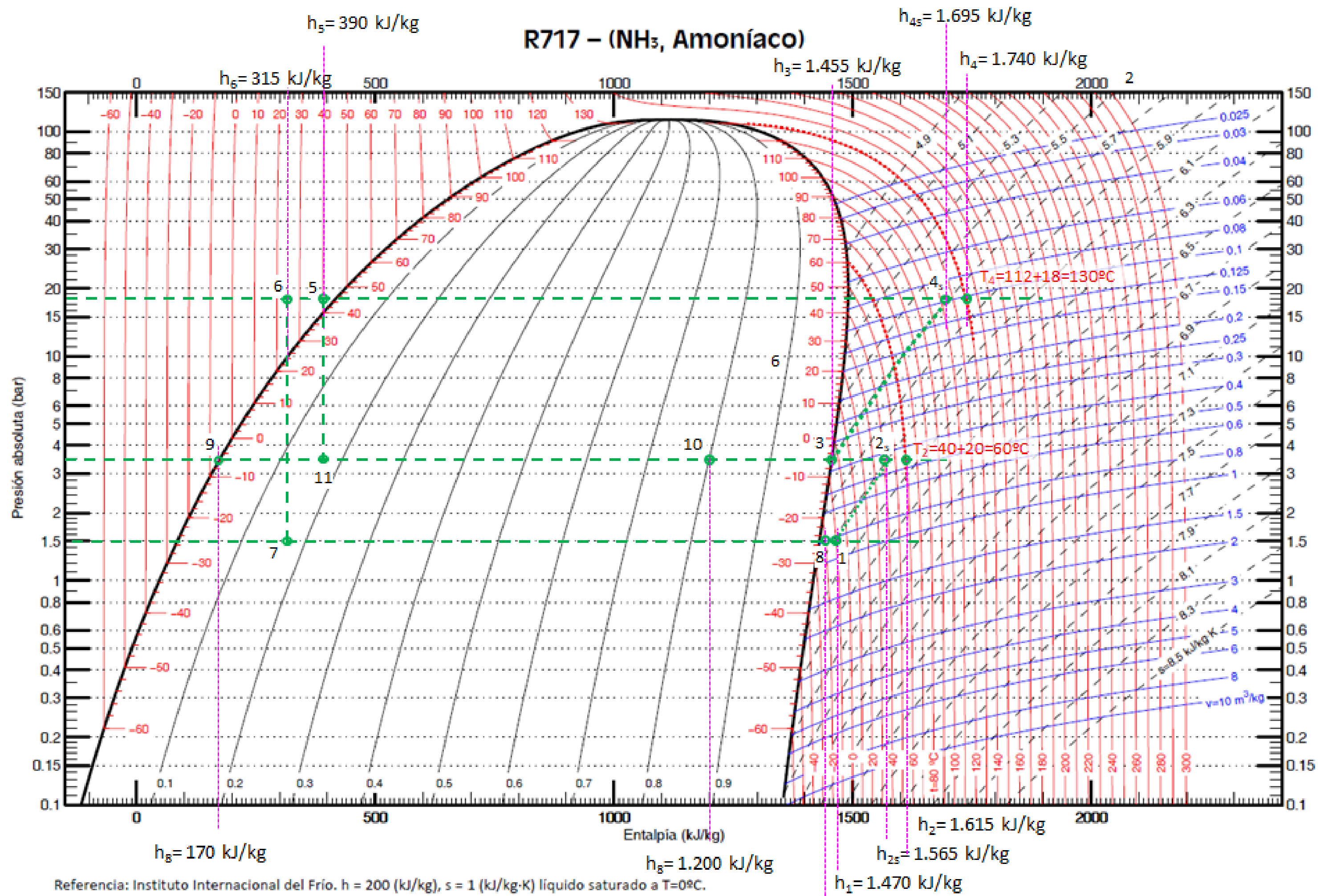
$$\dot{Q}_{o2} = \dot{m}_{o2} \cdot (h_{10} - h_9) \rightarrow \boldsymbol{\dot{m}_{02}} = \frac{\dot{Q}_{o2}}{(h_{10} - h_9)} = \frac{8{,}34}{1.200 - 170} = \mathbf{0,0081}\ \frac{\boldsymbol{kg}}{\boldsymbol{s}}$$

La potencia eléctrica absorbida por los compresores es:

$$\boldsymbol{P_{Comp1}} = \dot{m}_{o1} \cdot \frac{h_2 - h_1}{R_{m,e}} = 0{,}013 \cdot \frac{1.615 - 1.470}{0{,}9} = \mathbf{2,09}\ \boldsymbol{kW}$$

$$\boldsymbol{P_{Comp2}} = \dot{m}_k \cdot \frac{h_4 - h_3}{R_{m,e}} = 0{,}0237 \cdot \frac{1.740 - 1.455}{0{,}9} = \mathbf{7,5}\ \boldsymbol{kW}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

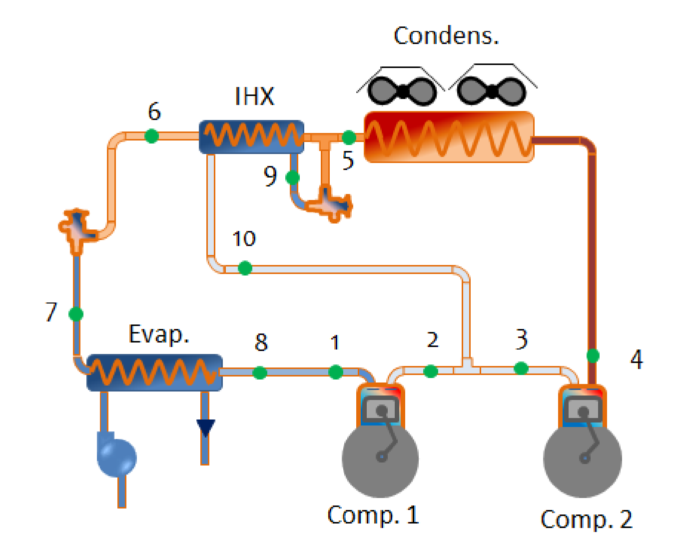


Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.git.uji.es) Universidad Jaume I de Castellón

PROBLEMA 14

Se quiere conocer los caudales másicos trasegados y los desplazamientos de los compresores que operan en la instalación de compresión doble tipo *booster* que se muestra en la figura. Las condiciones de diseño de esta máquina frigorífica son:

- **Recalentamiento útil: RU = 0 °C**
- **Recalentamiento menos útil: RMU = 15 °C**
- **Subenfriamiento a la salida del condensador: GSC = 3 °C**
- **Título de vapor a la entrada del evaporador: $x_{v0,e}$ = 20%**
- **Eficiencia del intercambiador utilizado: ε_{IHX} = 85%**
- **Temperatura de evaporación: T_0 = –30 °C**
- **Temperatura del aire ambiente: $T_{amb.}$ = 30 °C**
- **$\eta_{is,C1}$ = 0,8 ; $\eta_{is,C2}$ = 0,9**
- **$\eta_{v,C1} = 0{,}95 - 0{,}05 \cdot t_{C1}$**
- **$\eta_{v,C2} = 0{,}95 - 0{,}05 \cdot t_{C2}$**



Con estos valores de diseño la instalación frigorífica deberá de generar una potencia frigorífica de 35kW.

Calcular:

- **Estados termodinámicos**
- **Caudales másicos y desplazamientos de ambos compresores**
- **COP de la instalación**
- **La potencia recuperable a la descarga del compresor y el caudal de agua suponiendo un salto de 5 °C en la misma**

NOTAS

- **El refrigerante empleado será el R32**
- **La temperatura de aspiración del compresor 2 es 7 °C superior a la de saturación correspondiente a la presión intermedia.**
- **La presión intermedia no se obtiene como media geométrica de las presiones de evaporación y condensación.**

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

SOLUCIÓN

Las presiones de evaporación y condensación son:

$$\boldsymbol{p_o}(T_o = -30\,°C) = \mathbf{2,85\ bar}$$

$$T_k = T_{amb} + [10 \div 15] = 40\,°C \rightarrow \boldsymbol{p_k}(T_k = 40\,°C) = \mathbf{24,5\ bar}$$

Sobre estas presiones podremos colocar diferentes puntos del ciclo a partir de los datos del enunciado:

$$T_5 = T_k - GSC = 40 - 3 = 37\,°C \rightarrow \boldsymbol{h_5(p_k, T_5)} = \mathbf{270}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}} = \boldsymbol{h_9}$$

$$\boldsymbol{h_6(p_k, T_6)} = \boldsymbol{h_7(p_o, x_{v,eo})} = \mathbf{220}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}} \rightarrow T_6 = 12\,°C$$

Con las temperaturas de los puntos 5 y 6 podemos calcular la temperatura y presión intermedia

$$\varepsilon_{IHX} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_i} \rightarrow T_i = T_5 - \frac{T_5 - T_6}{\varepsilon_{IHX}} = 37 - \frac{37 - 12}{0,85} = 7,6\,°C \rightarrow \boldsymbol{p_i(T_i)} = \mathbf{10,5\ bar}$$

Los puntos situados en la línea de aspiración del compresor 1:

$$T_8 = T_o + RU = -30\,°C \rightarrow \boldsymbol{h_8(p_o, T_8)} = \mathbf{506}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}}$$

$$T_1 = T_8 + RMU = -15\,°C \rightarrow \boldsymbol{h_1(p_o, T_1)} = \mathbf{520}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}}$$

La descarga del compresor 1

$$h_{2s}(p_i, s_1 = 2,38) = 576\,\frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{i,Comp1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow \boldsymbol{h_2} = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is,C1}} = 520 + \frac{576 - 520}{0,8} = \mathbf{590}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}}$$

El punto de aspiración y el de descarga del compresor 2

$$T_3 = T_i + 7 = 7,6 + 7 \approx 15\,°C \rightarrow \boldsymbol{h_3(p_i, T_3)} = \mathbf{526}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}}$$

$$h_{4s}(p_k, s_3 = 2,17) = 564\,\frac{kJ}{kg}$$

$$\boldsymbol{h_4} = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_{is,C2}} = 526 + \frac{564 - 526}{0,9} = \mathbf{568,2}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}}$$

Los caudales másicos ($\dot{m}_{C1}, \dot{m}_{C2}, \dot{m}_i$) y la entalpía del punto 10, se obtendrán realizando balances energéticos y másicos:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

El primer balance energético será en el evaporador:

$$\dot{Q}_{o1} = \dot{m}_{C1} \cdot (h_8 - h_7) \rightarrow \boldsymbol{\dot{m}_{c1}} = \frac{\dot{Q}_{o1}}{(h_8 - h_7)} = \frac{35}{506 - 220} = \mathbf{0,122}\ \frac{\boldsymbol{kg}}{\boldsymbol{s}}$$

Ahora planteamos un balance energético y otro másico en el punto de mezcla entre ambos compresores:

$$\dot{m}_{C2} = \dot{m}_{C1} + \dot{m}_i$$

$$\dot{m}_{C2} \cdot h_3 = \dot{m}_{C1} \cdot h_2 + \dot{m}_i \cdot h_{10}$$

El último balance energético lo planteamos en el intercambiador interno (IHX):

$$\dot{m}_{C1} \cdot (h_5 - h_6) = \dot{m}_i \cdot (h_{10} - h_9)$$

La resolución de este sistema de tres ecuaciones con tres incognitas, da como resultado:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{C2}} = \mathbf{0,1763}\ \frac{\boldsymbol{kg}}{\boldsymbol{s}}\ ;\ \boldsymbol{\dot{m}_i} = \mathbf{0,054}\ \frac{\boldsymbol{kg}}{\boldsymbol{s}}\ ;\ \boldsymbol{h_{10}} = \mathbf{382,3}\ \frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}}$$

Los desplazamientos de los compresores los obtendremos a partir de los rendimientos volumétricos de los mismos, conocidos los caudales másicos que trasiegan y los volúmenes específicos de aspiración:

$$\eta_{v,C1} = 0{,}95 - 0{,}05 \cdot \frac{p_i}{p_o} = 0{,}95 - 0{,}05 \cdot \frac{10{,}5}{2{,}85} = 0{,}766$$

$$\eta_{v,C2} = 0{,}95 - 0{,}05 \cdot \frac{p_k}{p_i} = 0{,}95 - 0{,}05 \cdot \frac{24{,}5}{10{,}5} = 0{,}833$$

$$\eta_{v,C1} = \frac{\dot{m}_{C1} \cdot v_1}{\dot{V}_{G,1}} \rightarrow \boldsymbol{\dot{V}_{G,1}} = \frac{\dot{m}_{C1} \cdot v_1}{\eta_{v,C1}} = \frac{0{,}122 \cdot 0{,}135}{0{,}766} = \mathbf{0,0215}\ \boldsymbol{m^3/s}$$

$$\eta_{v,C2} = \frac{\dot{m}_{C2} \cdot v_3}{\dot{V}_{G,2}} \rightarrow \boldsymbol{\dot{V}_{G,2}} = \frac{\dot{m}_{C2} \cdot v_3}{\eta_{v,C2}} = \frac{0{,}1763 \cdot 0{,}04}{0{,}833} = \mathbf{0,0085}\ \boldsymbol{m^3/s}$$

La potencia eléctrica absorbida por los compresores es:

$$\boldsymbol{P_{C1}} = \dot{m}_{C1} \cdot \frac{h_2 - h_1}{R_{m,e}} = 0{,}122 \cdot \frac{590 - 520}{1} = \mathbf{8,54}\ \boldsymbol{kW}$$

$$\boldsymbol{P_{Comp2}} = \dot{m}_{C2} \cdot \frac{h_4 - h_3}{R_{m,e}} = 0{,}1764 \cdot \frac{568 - 526}{1} = \mathbf{7,41}\ \boldsymbol{kW}$$

El COP de la instalación será

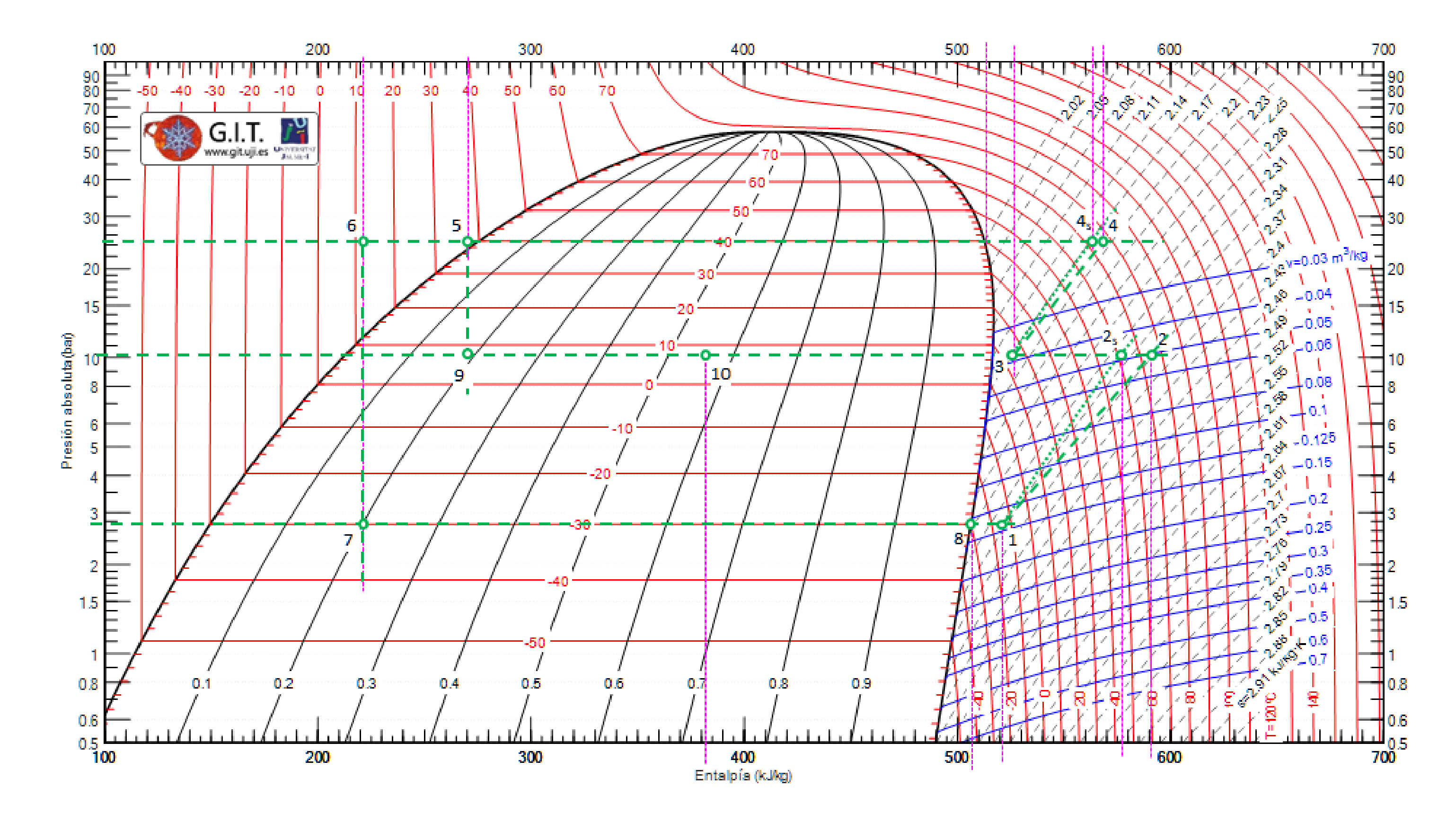
$$\boldsymbol{COP} = \frac{\dot{Q}_{o1}}{P_{C1} + P_{C2}} = \frac{35}{8{,}54 + 7{,}41} = \mathbf{2,19}$$

La potencia térmica recuperable en la línea de descarga, hasta alcanzar condiciones de saturación, será:

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{ACS}} = \dot{m}_{C2} \cdot \left(h_4 - h_{v,sat}(p_k)\right) = 0{,}1764 \cdot (568 - 512) = \boldsymbol{9,6\ kW}$$

$$\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{w,ACS}} = \frac{\dot{Q}_{ACS}}{c_{p,w} \cdot \Delta T} = \frac{9{,}6}{4{,}18 \cdot 5} = \boldsymbol{0,46\ \frac{kg}{s}}$$

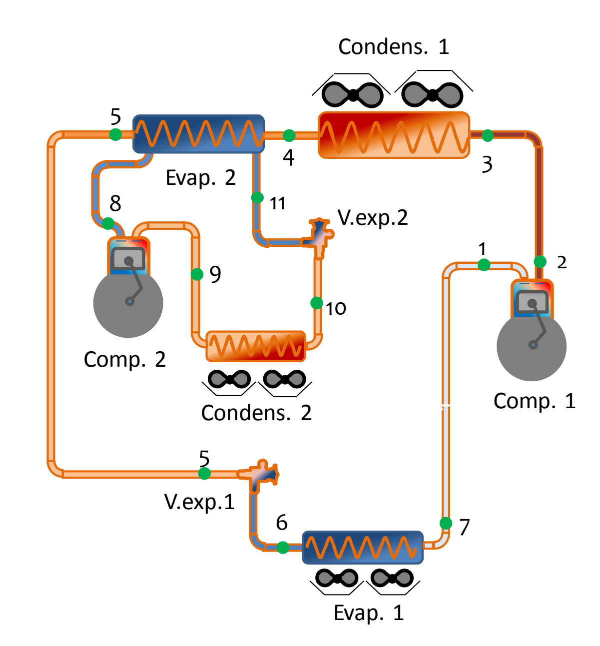
R32



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

PROBLEMA 15

La instalación frigorífica de la figura trabaja con dos refrigerantes. El compresor 1 trasiega R134a, mientras que el compresor 2 trasiega R290. El ciclo 2 está dedicado íntegramente a subenfriar la salida del condensador 1, hasta conseguir que la entrada al Evap1 sea en estado de líquido saturado. El ciclo 1 mantiene a 10 °C y 85% de HR una cámara frigorífica de 254 kW de carga térmica.



Ambos ciclos se diseñan para condensar con aire ambiente que se encuentra a una temperatura de 45 °C.

Se pide calcular:

a) Estados termodinámicos y caudales

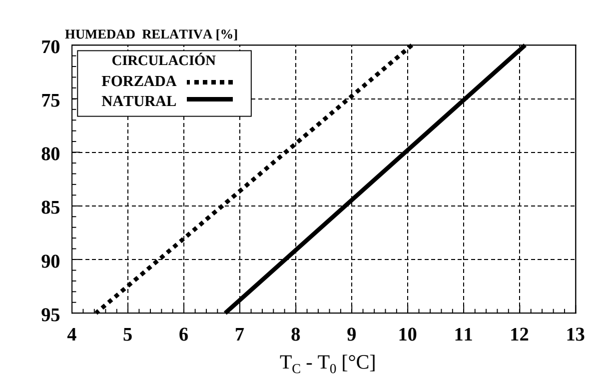
b) El COP de la instalación frigorífica

c) El desplazamiento geométrico de ambos compresores.

d) El COP de la instalación frigorífica si no estuviera el Ciclo2, y se mantuvieran el resto de condiciones.

Consideraciones:

- Recalentamiento menos útil en circuito 1: 25 °C
- Recalentamiento útil del evaporador 1 y 2: 0 °C
- Subenfriamiento a la salida de los condensadores 1 y 2: 4 °C
- Rendimiento mecánico – eléctrico de ambos compresores ($\eta_{mec-elec}$): 0.9
- Desrecalentamiento a la entrada del condesador 1: 20 °C
- Eficiencia del evaporador 2: 89%



- $\eta_{i,C1} = 0,8$, $\eta_{i,C2} = 0,9$
- $\eta_{v,C1} = 0,95 - 0.04 \cdot t_{C1}$
- $\eta_{v,C2} = 0,95 - 0.04 \cdot t_{C2}$

SOLUCIÓN

Comenzamos la resolución del problema estableciendo los niveles de presión en cada circuito:

$T_{k1} = T_{k2} = T_{amb} + [10÷15] = 45 + 15 = 60$ °C

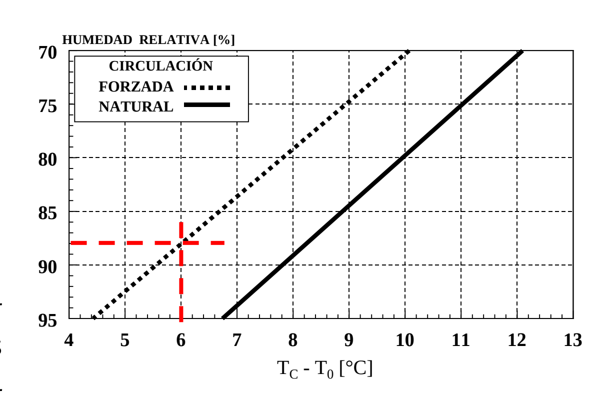
p_{k1}(R134a) = 17 bar

p_{k2}(R290) = 21 bar

- Presión de evaporación 1:

  $T_{o1} = T_C - \Delta T_{cámara} =$
  $= 10 - 6 \approx 4\,°C$
  → **p_{o1} (T_{o1}) = 3,4 bar**

  Por la imagen del enunciado se entiende que al dibujarse ventiladores en el evaporador, este es de convección forzada



- Presión de evaporación 2. Puesto que conocemos la eficiencia del evaporador 2, a partir de la expresión podremos obtener el valor de T_{o2}.

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{12}} \rightarrow T_{12} = T_4 - \frac{T_4 - T_5}{\varepsilon} = 56 - \frac{56 - 4}{0{,}89} = -2{,}43\,°C = T_{o2}$$

$$T_{o2} = -2{,}43\,°C \rightarrow p_{o2} = 4{,}4\,bar$$

Según datos del enunciado, la temperatura del punto 4 está subenfriada 4 °C respecto a la temperatura de condensación:

$$T_4 = T_{k1} - GSC = 60 - 4 = 56\,°C \rightarrow \boldsymbol{h_4(T_4, p_{k1}) = 283\,\frac{kJ}{kg}}$$

Puesto que el circuito 2 enfría la salida del condensador 1 hasta que la entrada al evaporador 1 es líquido saturado, tendremos que $T_5 = T_6 = T_{o1} = 4$ °C → **$h_5(T_5,p_{k1})$ = 211 kJ/kg = = $h_6(T_{o1},p_{o1})$**

El punto 7, puesto que RU1 = 0 → $T_7 = T_{o1} = 4$ °C y **$h_7 = h_{v,sat}(p_{o1})$ = 401 kJ/kg**

El punto 1., puesto que RMU1 = 25 °C → $T_1 = T_7 + RMU_1 = 4 + 25 = 29$ °C → **$h_1(T_1,p_{o1})$ = = 423 kJ/kg**

A partir del punto 1, podemos situar el punto 2_s, que se corresponde con la descarga isentrópica del compresor 1: **$h_{2s}(s_1,p_{k1})$ = 460 kJ/kg.**

$$\eta_{i,C1} = \frac{h_{2s}-h_1}{h_2-h_1} \rightarrow \boldsymbol{h_2} = h_1 + \frac{h_{2s}-h_1}{\eta_{i,C1}} = 423 + \frac{460-423}{0,8} = \mathbf{469}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}}$$

La temperatura del punto 2 es: T_2 = 95 °C → $T_3 = T_2 - 20 = 95 - 20 = 75$ °C → **$h_3(T_3,p_{k1})$ = 445 kJ/kg**

El caudal másico que circula por el compresor 1 es:

$$\dot{Q}_{o1} = \dot{m}_{o1}\cdot(h_7-h_6) \rightarrow \boldsymbol{\dot{m}_{01}} = \frac{\dot{Q}_{o1}}{(h_7-h_6)} = \frac{254}{401-211} = \mathbf{1,34}\,\frac{\boldsymbol{kg}}{\boldsymbol{s}}$$

La potencia absorbida por el compresor:

$$\boldsymbol{P_{Comp1}} = \dot{m}_{o1}\cdot\frac{h_2-h_1}{R_{m,e}} = 1{,}34\cdot\frac{469-423}{0{,}9} = \mathbf{68,5}\,\boldsymbol{kW}$$

La potencia invertida en el subenfriamiento

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{sub}} = \dot{m}_{o1}\cdot(h_4-h_5) = 1{,}34\cdot(283-205) = \mathbf{104,5}\,\boldsymbol{kW}$$

En el ciclo 2, los puntos principales serán:

$$T_{10} = T_{k2} - GSC = 60 - 4 = 56\,°C \rightarrow \boldsymbol{h_{10}(T_{10},p_{k2})} = \mathbf{355}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}} = \boldsymbol{h_{11}}$$

El punto 8, puesto que RU1 = 0 → $T_8 = T_{o2} = -2{,}4$ °C y **$h_8 = h_{v,sat}(p_{o2})$ = 575 kJ/kg**

A partir del punto 8, podemos situar el punto 9_s, que se corresponde con la descarga isentrópica del compresor 1: **$h_{9s}(s_8,p_{k2})$ = 655 kJ/kg.**

$$\eta_{i,C2} = \frac{h_{9s}-h_8}{h_9-h_8} \rightarrow \boldsymbol{h_9} = h_8 + \frac{h_{8s}-h_9}{\eta_{i,C2}} = 575 + \frac{655-575}{0,9} = \mathbf{664}\,\frac{\boldsymbol{kJ}}{\boldsymbol{kg}}$$

El caudal que circula por el ciclo 2, lo determinamos a partir del balance energético en el intercambiador de subenfriamiento:

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m}_{o2}\cdot(h_8-h_{11}) \rightarrow \boldsymbol{\dot{m}_{o2}} = \frac{104{,}5}{575-355} = \mathbf{0,475}\,\frac{\boldsymbol{kg}}{\boldsymbol{s}}$$

Finalmente, el consumo del compresor 2 será:

$$\boldsymbol{P_{Comp2}} = \dot{m}_{o2}\cdot\frac{h_9-h_8}{R_{m,e}} = 0{,}475\cdot\frac{664-575}{0{,}9} = \mathbf{47}\,\boldsymbol{kW}$$

Los desplazamientos de los compresores:

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

$$\dot{V}_{G,c1} = \frac{\dot{m}_{01} \cdot v_1}{\eta_{v,C1}} = \frac{\dot{m}_{01} \cdot v_1}{0,95 - 0,04 \cdot t_{C1}} = \frac{1,34 \cdot 0,068}{0,95 - 0,04 \cdot \frac{17}{3,4}} = 0,1215 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_{G,c2} = \frac{\dot{m}_{02} \cdot v_8}{\eta_{v,C2}} = \frac{\dot{m}_{02} \cdot v_8}{0,95 - 0,04 \cdot t_{C2}} = \frac{0,475 \cdot 0,11}{0,95 - 0,04 \cdot \frac{21}{4,4}} = 0,0688 \frac{m^3}{s}$$

El COP de la instalación: $\boldsymbol{COP} = \frac{\dot{Q}_o}{P_{C1} + P_{c2}} = \frac{254}{68,5 + 47} = \mathbf{2,2}$

Para contestar al último apartado, habrá que determinar el nuevo caudal necesario, en las nuevas condiciones.

$$\boldsymbol{\dot{m}_{01}} = \frac{\dot{Q}_{o1}}{(h_7 - h_4)} = \frac{254}{401 - 283} = \mathbf{2,15} \ \boldsymbol{\frac{kg}{s}}$$

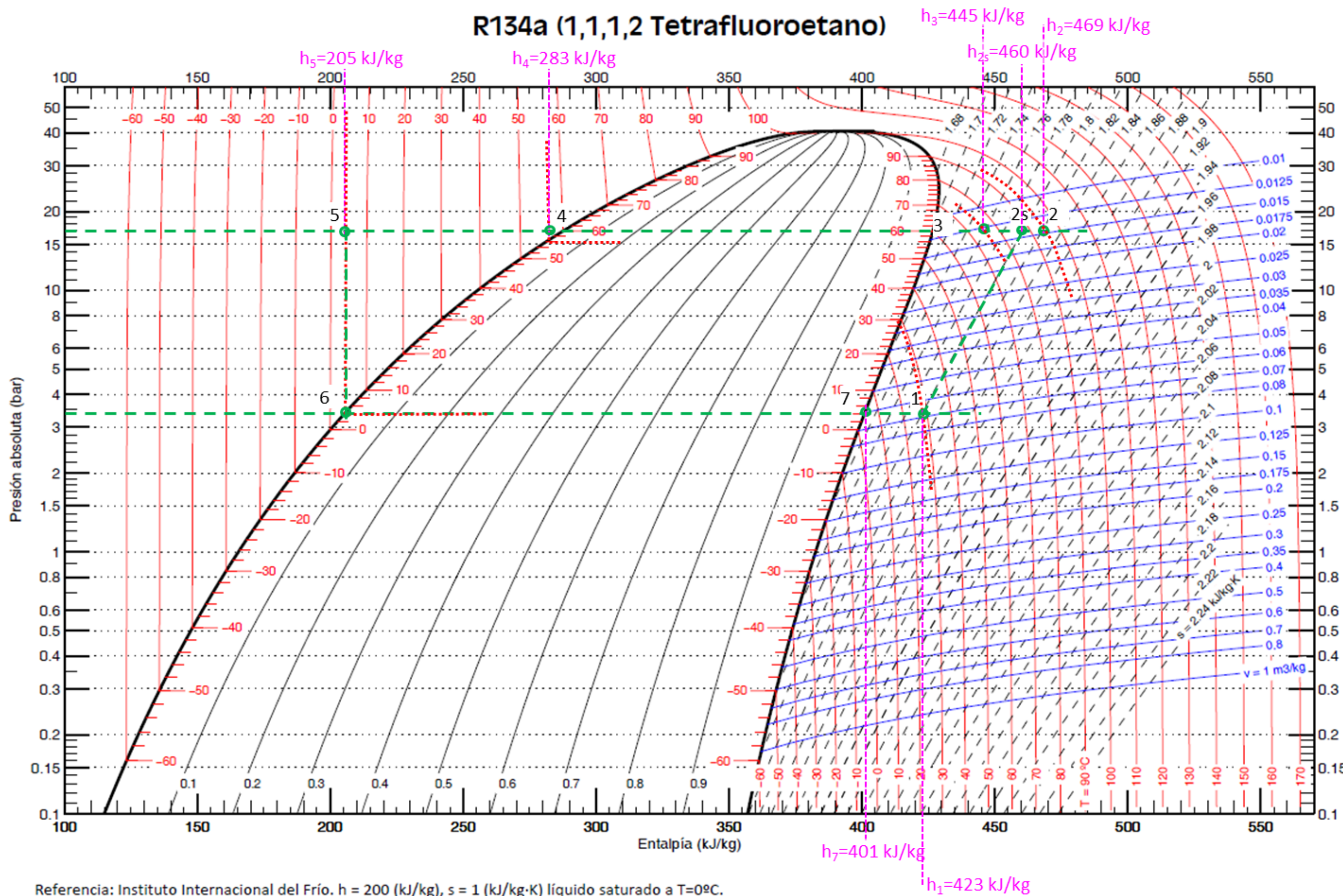
En consecuencia, el consumo del compresor:

$$\boldsymbol{P_{Comp1}} = \dot{m}_{o1} \cdot \frac{h_2 - h_1}{R_{m,e}} = 2,15 \cdot \frac{469 - 423}{0,9} = \mathbf{110} \ \boldsymbol{kW}$$

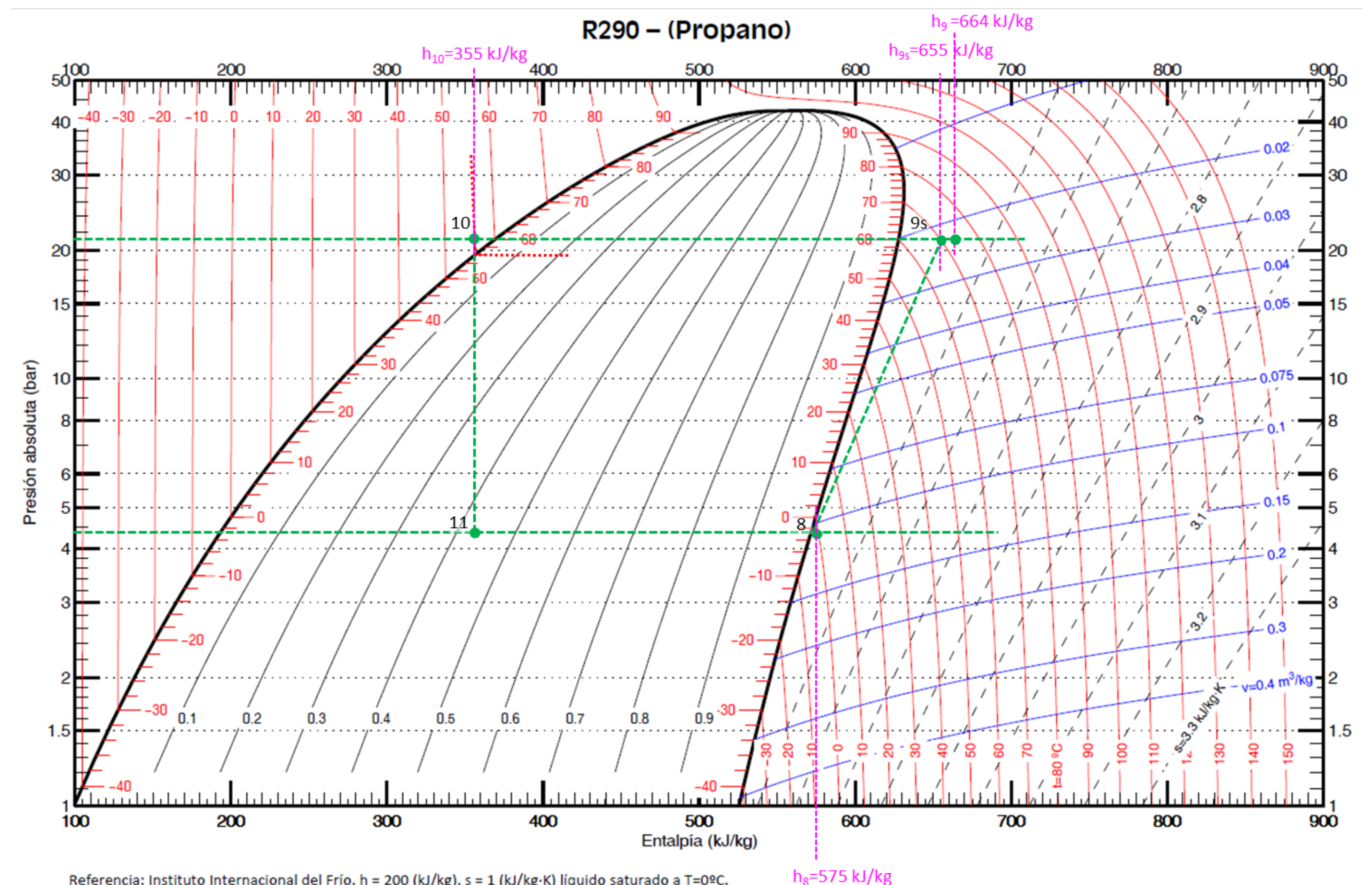
El COP sin ciclo 2 será:

$$\boldsymbol{COP'} = \frac{\boldsymbol{\dot{Q}_o}}{P_{C1}} = \frac{254}{110} = \mathbf{2,31}$$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.



Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0ºC.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.

APÉNDICES

AP.1. Símbolos Griegos

Mayúscula	Minúscula	Nombre	Equivalencia	Mayúscula	Minúscula	Nombre	Equivalencia
Α	α	Alfa	A a	Ν	ν	Nu	N n
Β	β	Beta	B b	Ξ	ξ	Xi	X x
Γ	γ	Gama	G g	Ο	ο	Omicron	O .o (breve)
Δ	δ	Delta	D d	Π	π	Pi	P p
Ε	ε	Epsilon	E e (breve)	Ρ	ρ	Rho	R r
Ζ	ζ	Dseta	S	Σ	σ	Sigma	S s
Η	η	Eta	E e (larga)	Τ	τ	Tau	T t
Θ	θ	Theta	Th (t)	Υ	υ	ípsilon	Y y
Ι	ι	Iota	I i	Φ	φ	Phi	Ph (f)
Κ	κ	Kappa	K k	Χ	χ	Ji	Ch (k)
Λ	λ	Lambda	L l	Ψ	ψ	Psi	Ps
Μ	μ	Mu	M m	Ω	ω	Omega	O o

AP.2. Prefijos de las Unidades SI.

Factor	Prefijo	Símbolo	Factor	Prefijo	Símbolo
10^{+24}	yotta	Y	10^{-24}	yocto	y
10^{+21}	zetta	Z	10^{-21}	zepto	z
10^{+18}	exa	E	10^{-18}	atto	a
10^{+15}	peta	P	10^{-15}	femto	f
10^{+12}	tera	T	10^{-12}	pico	p
10^{+9}	giga	G	10^{-9}	nano	n
10^{+6}	mega	M	10^{-6}	micro	µ
10^{+3}	kilo	k	10^{-3}	milli	m
10^{+2}	hecto	h	10^{-2}	centi	c
10^{+1}	deca	da	10^{-1}	deci	d

AP.3. Unidades del SI.

Basado en la página https://physics.nist.gov/cuu/Units/index.html

Tabla 1. Unidades Fundamentales SI

Magnitud	Nombre	Símbolo
Longitud	Metro	m
Masa	Kilogramo	kg
Tiempo	Segundo	s
Intensidad de Corriente eléctrica	Amperio	A
Temperatura termodinámica	Kelvin	K
Cantidad de Substancia	Mol	Mol
Intensidad Luminosa	Candela	Cd

Tabla 2. Unidades derivadas del SI

Magnitud Derivada	Símbolo
Área	m^2
Volumen	m^3
Velocidad	m/s
Aceleración	m/s^2
Número de ondas	m^{-1}
Densidad másica	kg/m^3
Volumen específico	m^3/kg
Densidad de corriente	A/m^2
Intensidad de campo magnético	A/m
Concentración molar	mol/m^3
Luminancia	cd/m^2
Fracción másica	kg/kg = 1

Tabla 3. Unidades derivadas del SI con nombres especiales

Magnitud derivada	Nombre Ud.	Símbolo	Expresión en términos de otras uds. del SI	Expresión en términos de uds. Fundamentales del SI
Ángulo plano	Radian	rad	–	$m \cdot m^{-1} = 1$
Ángulo sólido	Estereorradián	sr	–	$m^2 \cdot m^{-2} = 1$
Frecuencia	Hercio	Hz	–	s^{-1}
Fuerza	Newton	N	–	$m \cdot kg \cdot s^{-2}$
Presión	Pascal	Pa	N/m^2	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$

Energía, Trabajo, Calor	Julio	J	N · m	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
Potencia, Flujo radiante	Vatio	W	J/s	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$
Carga eléctrica	Culombio	C	–	s · A
Diferencia de potencial eléctrico, fuerza electromotriz	Voltio	V	W/A	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$
Capacidad eléctrica	Faradio	F	C/V	$m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^4 \cdot A^2$
Resistencia eléctrica	Ohmio	Ω	V/A	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-2}$
Conductancia eléctrica	Siemens	S	A/V	$m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^3 \cdot A^2$
Flujo magnético	Weber	Wb	V · s	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-1}$
Densidad de flujo magnético	Tesla	T	Wb/m^2	$kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-1}$
Inductancia	Henrio	H	Wb/A	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-2}$
Temperatura Celsius	Grado Celsius	°C	–	K
Flujo Luminoso	Lumen	lm	cd · sr	$m^2 \cdot m^{-2} \cdot cd = cd$
Iluminancia	Lux	lx	lm/m^2	$m^2 \cdot m^{-4} \cdot cd = m^{-2} \cdot cd$
Actividad de un radionucleido	Becquerel	Bq	–	s^{-1}
Dosis Absorbida, energía másica,	Gray	Gy	J/kg	$m^2 \cdot s^{-2}$
Dosis equivalente	sievert	Sv	J/kg	$m^2 \cdot s^{-2}$
Actividad Catalítica	Katal	kat		$s^{-1} \cdot mol$

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Tabla 4. Unidades derivadas del SI cuyos nombres y símbolos incluyen unidades derivadas del SI

Magnitud	Símbolo
Viscosidad dinámica	Pa · s
Momento de una fuerza	N · m
Tensión superficial	N/m
Velocidad angular	rad/s
Aceleración angular	rad/s^2
Densidad de flujo térmico, irradiancia	W/m^2
Capacidad Térmica, Entropía	J/K
Capacidad Térmica y Entropía específicas	J/(kg · K)
energía específica	J/kg
Conductividad térmica	W/(m · K)
densidad energía	J/m^3
Campo eléctrico	V/m
densidad de carga eléctrica	C/m^3
Densidad de flujo eléctrico	C/m^2
Energía molar	J/mol
Capacidad Térmica y Entropía molarespe-cíficas	J/(mol · K)
Exposición (rayos x y γ)	C/kg
Intensidad radiante	W/sr
Radiancia	$W/(m^2 \cdot sr)$

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.4. Constantes.

Tabla de constantes	
Constante universal de los gases ideales	$R = 8.314{,}3$ J/kmol · K $= 0{,}08314$ bar – m^3/kmol – K $= 1{,}9872$ cal/mol · K $= 0{,}730$ atm – ft^2/lbmol – R $= 1{,}9872$ Btu/lbmol – R $= 1.545{,}33$ ft lbf/lbmol – R
Constante de Boltzmann	$k = 1{,}38054 \cdot 10^{23}$ J/K
Constante de Planck	$h = 6{,}6256 \cdot 10^{23}$ J · s
Velocidad de la luz	$c = 2{,}998 \cdot 10^{8}$ m/s
Constante de Avogadro	$N = 6{,}02252 \cdot 10^{23}$ mol^{-1}
Constante de Stefan – Boltzmann	$\sigma = 5{,}6693 \cdot 10^{-12}$ W/cm^2 · K^4 $= 0{,}1712 \cdot 10^{-8}$ Btu/h-ft^{2}R^4
Presión atmosférica	$P_{atm} = 0{,}101325$ MPa $= 1{,}01325 \cdot 10^{5}$ N/m^2
Aceleración de la gravedad	$g = 9{,}80665$ m/s^2

AP.5. Equivalencias entre unidades

AP.5.1. Temperatura

Las cuatro escalas de temperatura más utilizadas son Kelvin, Celsius, Fahrenheit y Rankine, siendo las dos primeras escalas centígradas.

	Kelvin (K)	Celsius (ºC)	Fahrenheit (ºF)	Rankine (ºR)
Punto Ebullición del agua	373,15	100	212	671,67

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Punto Congelación del agua	273.15	0	32	491,67
Cero absoluto	0	– 273,15	– 459,67	0

La conversión entre las escalas es:

Celsius a Kelvin	$T[K] = T[ºC] + 273,15$	**Kelvin a Celsius**	$T[ºC] = T[K] - 273,15$
Celsius a Fahrenheit	$T[ºF] = 1,8 \cdot T[ºC] + 32$	**Fahrenheit a Celsius**	$T[ºC] = (T[ºF] - 32)/1,8$
Celsius a Rankine	$T[ºR] = 1,8 \cdot (T[ºC] + 273,15)$	**Rankine a Celsius**	$T[ºC] = (T[ºR] - 491,67)/1,8$
Kelvin a Fahrenheit	$T[ºF] = 1,8 \cdot T[K] - 459,67$	**Fahrenheit a Kelvin**	$T[K] = (T[ºF] + 459,67)/1,8$
Kelvin a Rankine	$T[ºR] = 1,8 \cdot T[K]$	**Rankine a Kelvin**	$T[K] = T[ºF]/1,8$
Rankine a Fahrenheit	$T[ºF] = 1,8 \cdot T[ºR] - 491,67$	**Fahrenheit a Rankine**	$T[ºR] = 1,8 \cdot T[ºF] + 491,67$

AP.5.2. Presión, Energía, Potencia, Longitud, Viscosidad

Energía (J)	**Potencia (W)**	**Velocidad (m/s)**
1 Btu = 1.055,1 J	1 Btu/s = 1.055.1 W	1 ft/s = 0,30480 m/s
1 caloria = 4,1868 J	1 cal/s = 4,1868 W	1 in/s = 0,0254 m/s
1 erg = $1 \cdot 10^{-7}$ J	1 erg/s = $1 \cdot 10^{-7}$ W	1 knot = 0,51444 m/s
1 eV = $1,6021 \cdot 10^{-19}$ J	1 eV/s = $1,6021 \cdot 10^{-19}$ W	1micron/s=$1 \cdot 10^{-6}$ m/s
1 kW – hr = $3,6 \cdot 10^{6}$ J	1 hp = 745,70 W	1 mph = 0,44704 m/s
1 thermia = $1,0551 \cdot 10^{8}$ J	1 thermia/s = $1,0551 \times 10^{8}$ W	1 yarda/s = 0,91440 m/s
Fuerza (N)	1 tonelada = 3.516,9 W	**Viscosidad dinámica (Pa – s**
1 lb_f = 4.4482 N	**Presión (Pa)**	1 poise = 0,1 Pa – s

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

1 dyne = 1 · 10⁻⁵ N	1 atm = 101.325 Pa	1Reynolds=6,8947 · 10^3 Pa – s
Longitud (m)	1 bar = 1 · 10^5 Pa	**Viscosidad cinemática (m/s^2)**
1 Angstrom = 1 · 10^{-10} m	1 inHg = 3.386,4 Pa	1 Stoke = 1 · 10^{-4} m^2/s
1 micron = 1 · 10^{-6} m	1 inH_2O = 249,09 Pa	**Volumen (m^3)**
1 mil = 2,54 · 10^{-5} m	1 mmH_2O = 9,8066 Pa	1 gal = 0,0037854 m^3
1 pulgada (in) = 0,0254 m	1 mmHg = 133,32 Pa	1 litro = 0,001 m^3
1 pie (ft) = 0,30480 m	1 psi = 6.894,8 Pa	1 quart=9,4632·10^{-4} m^3
1 yarda = 0,91440 m	1 torr = 133,32 Pa	**Caudal volumétrico (m^3/s)**
1 milla terrestre = 1.609,3 m		1 cfm=4,7195·10^{-4} m^3/s
1 legua = 4,828032 km		1gpm=6,3090·10^{-5} m^3/s

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.6. Calor específico de gases ideales.

AP.6.1. Correlaciones.

Para determinar el calor específico, la entropía y la entalpía, se utilizan los polinomios de 7 coeficientes de la NASA, que son válidos en un rango de temperaturas entre 200K y 6.000K. Los coeficientes de estos polinomios han sido publicados en "**Third Millennium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical. Database for Combustion.** Alexander Burcat y Branko Ruscic. Technion – Israel Institute of Technology, 2001", determinados por Alexander Burcat y pueden ser consultados en la dirección web: http://garfield.chem.elte.hu/Burcat/burcat.html

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4$$

$$\frac{h}{R \cdot T} = a_1 + \frac{a_2 \cdot T}{2} + \frac{a_3 \cdot T^2}{3} + \frac{a_4 \cdot T^3}{4} + \frac{a_5 \cdot T^4}{5} + \frac{a_6}{T}$$

$$\frac{s}{R} = a_1 \cdot lnT + a_2 \cdot T + \frac{a_3 \cdot T^2}{2} + \frac{a_4 \cdot T^3}{3} + \frac{a_5 \cdot T^4}{4} + a_7$$

R = 8,3144720 (kJ/kmol K)

AIRE SECO

%N2=78.084 %O2=20.9476 %Ar=0.9365 %CO2=0.0319

	Rango Temp 1000K-6000K	Rango Temp 200K-1000K	PM (kg/kmol)
a1	3,09E+00	3,57E+00	28,9652
a2	1,25E-03	-6,79E-04	
a3	-4,24E-07	1,55E-06	
a4	6,75E-11	-3,30E-12	
a5	-3,97E-15	-4,66E-13	
a6	-9,95E+02	-1,06E+03	
a7	5,96E+00	3,72E+00	

CO_2

	Rango Temp 1000K-6000K	Rango Temp 200K-1000K	PM (kg/kmol)
a1	4,64E+00	2,36E+00	44,0008
a2	2,74E-03	8,98E-03	
a3	-9,96E-07	-7,12E-06	
a4	1,60E-10	2,46E-09	
a5	-9,16E-15	-1,43E-13	
a6	-4,90E+04	-4,84E+04	
a7	-1,93E+00	9,90E+00	

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

O_2	Rango Temp 1000K-6000K	Rango Temp 200K-1000K	PM (kg/kmol)
a1	3,66E+00	3,78E+00	31,9988
a2	6,56E-04	-3,00E-03	
a3	-1,41E-07	9,85E-06	
a4	2,06E-11	-9,68E-09	
a5	-1,30E-15	3,24E-12	
a6	-1,22E+03	-1,06E+03	
a7	3,42E+00	3,66E+00	

N_2	Rango Temp 1000K-6000K	Rango Temp 200K-1000K	PM (kg/kmol)
a1	2,95E+00	3,53E+00	28,013
a2	1,40E-03	-1,24E-04	
a3	-4,93E-07	-5,03E-07	
a4	7,86E-11	2,44E-09	
a5	-4,61E-15	-1,41E-12	
a6	-9,24E+02	-1,05E+03	
a7	5,87E+00	2,97E+00	

SO_2	Rango Temp 1000K – 6000K	Rango Temp 200K – 1000K	PM (kg/kmol)
a1	5,38E + 00	3,67E + 00	64,0648
a2	1,68E – 03	2,28E – 03	
a3	– 6,32E – 07	8,47E – 06	
a4	1,08E – 10	– 1,37E – 08	
a5	– 6,67E – 15	5,76E – 12	
a6	– 3,76E + 04	– 3,69E + 04	
a7	– 1,83E + 00	7,97E + 00	

H_2O	Rango Temp 1000K – 6000K	Rango Temp 200K – 1000K	PM (kg/kmol)
a1	2,68E + 00	4,20E + 00	18,0153
a2	2,97E – 03	– 2,04E – 03	
a3	– 7,74E – 07	6,52E – 06	
a4	9,44E – 11	– 5,49E – 09	
a5	– 4,27E – 15	1,77E – 12	
a6	– 2,99E + 04	– 3,03E + 04	
a7	6,88E + 00	– 8,49E – 01	

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

H_2	Rango Temp 1000K – 6000K	Rango Temp 200K – 1000K	PM (kg/kmol)
a1	2,93E + 00	2,34E + 00	2,01588
a2	8,27E – 04	7,98E – 03	
a3	– 1,46E – 07	– 1,95E – 05	
a4	1,54E – 11	2,02E – 08	
a5	– 6,89E – 16	– 7,38E – 12	
a6	– 8,13E + 02	– 9,18E + 02	
a7	– 1,02E + 00	6,83E – 01	

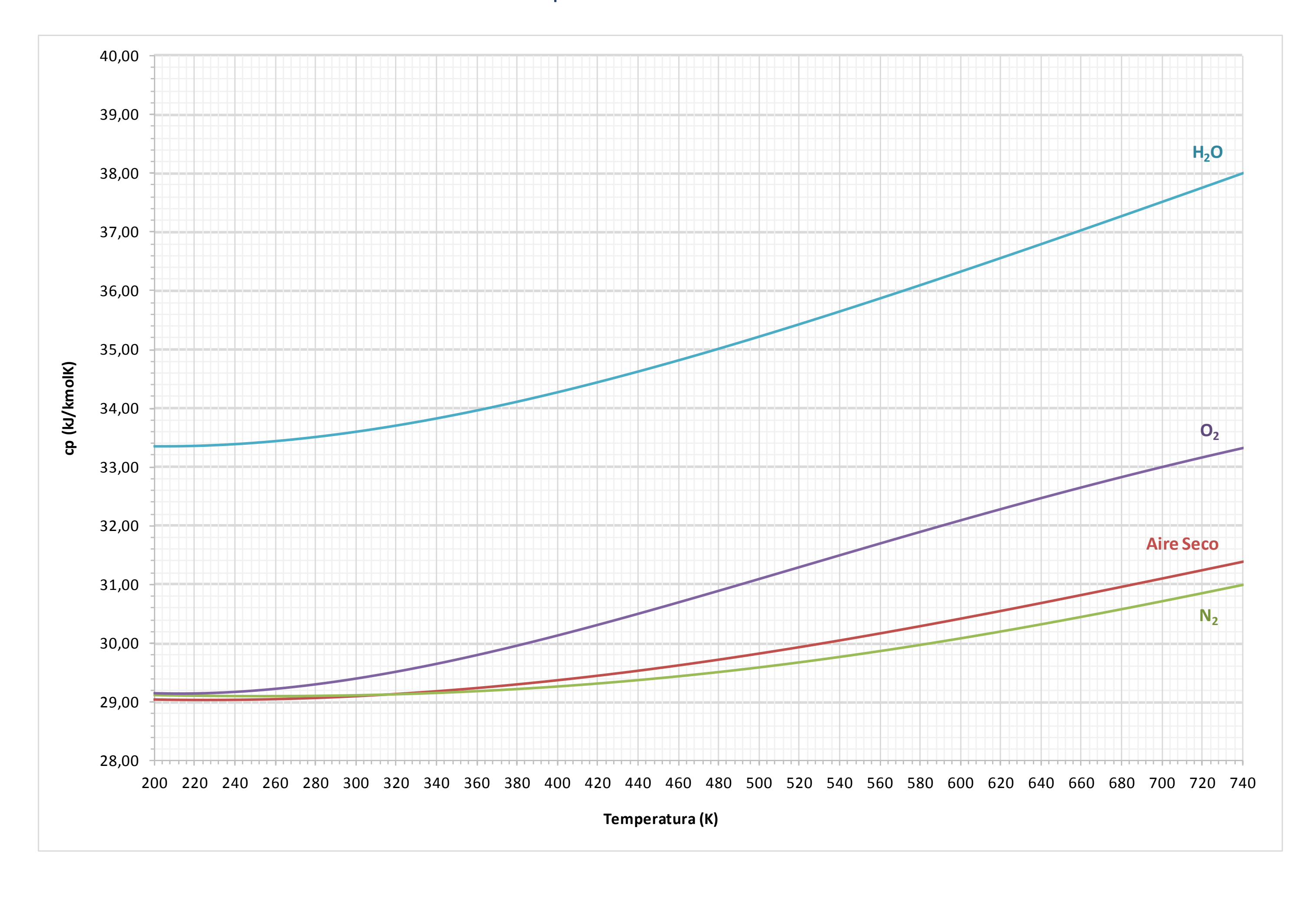
CO	Rango Temp 1000K – 6000K	Rango Temp 200K – 1000K	PM (kg/kmol)
a1	3,05E + 00	3,58E + 00	28,0104
a2	1,35E – 03	– 6,10E – 04	
a3	– 4,86E – 07	1,02E – 06	
a4	7,89E – 11	9,07E – 10	
a5	– 4,70E – 15	– 9,04E – 13	
a6	– 1,43E + 04	– 1,43E + 04	
a7	6,02E + 00	3,51E + 00	

SH_2	Rango Temp 1000K – 6000K	Rango Temp 200K – 1000K	PM (kg/kmol)
a1	2,98E + 00	4,12E + 00	34,0819
a2	3,60E – 03	– 1,88E – 03	
a3	– 1,23E – 06	8,21E – 06	
a4	1,97E – 10	– 7,06E – 09	
a5	– 1,17E – 14	2,14E – 12	
a6	– 3,52E + 03	– 3,68E + 03	
a7	6,78E + 00	1,53E + 00	

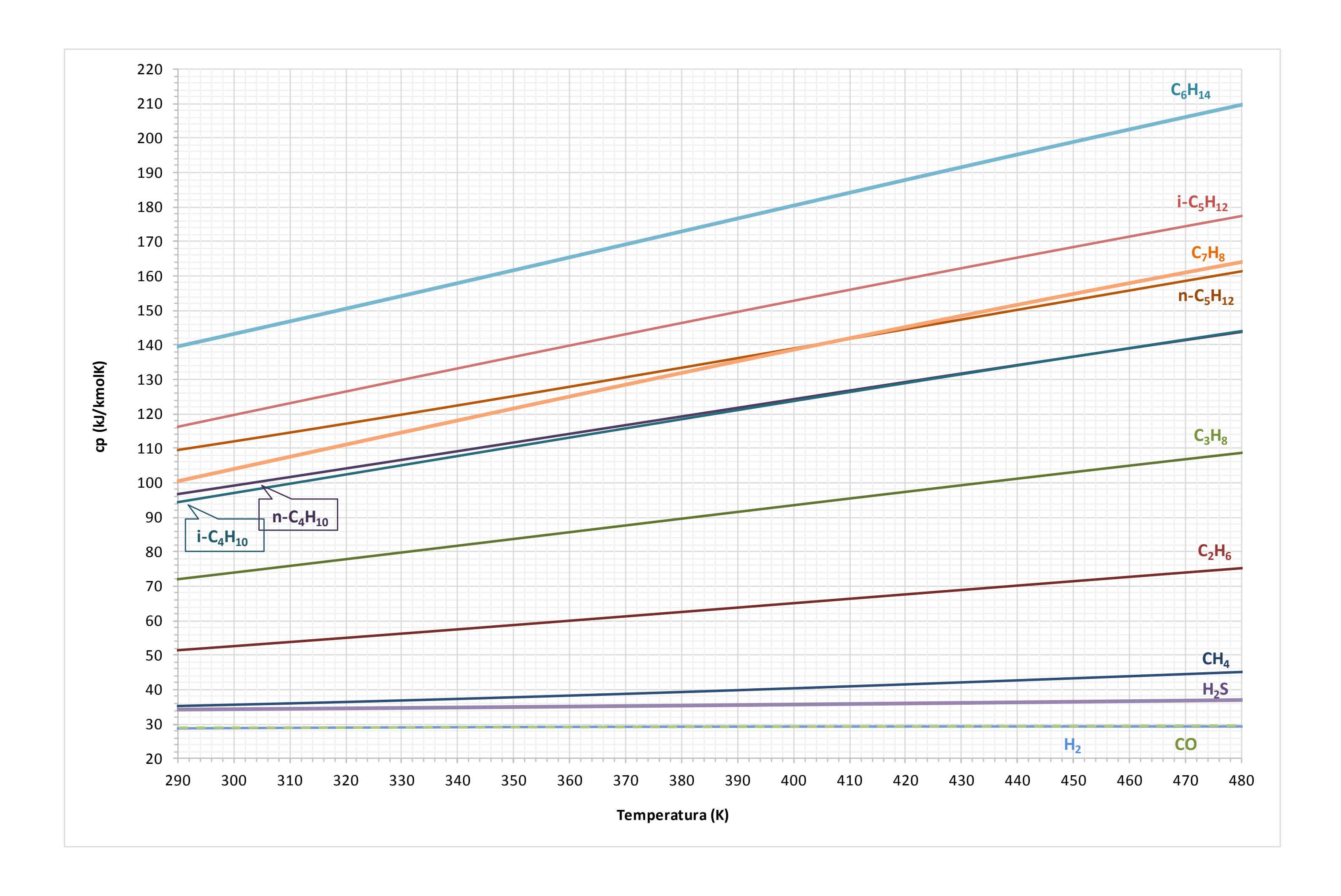
CH_4	Rango Temp 1000K – 6000K	Rango Temp 200K – 1000K	PM (kg/kmol)
a1	1,65E + 00	5,15E + 00	16,0425
a2	1,00E – 02	– 1,37E – 02	
a3	– 3,32E – 06	4,91E – 05	
a4	5,36E – 10	– 4,84E – 08	
a5	– 3,15E – 14	1,67E – 11	
a6	– 1,00E + 04	– 1,02E + 04	
a7	9,91E + 00	– 4,64E + 00	

C_2H_6				C_3H_8			
	Rango Temp 1000K – 6000K	Rango Temp 200K – 1000K	PM (kg/kmol)		Rango Temp 1000K – 6000K	Rango Temp 200K – 1000K	PM (kg/kmol)
a1	4,05E + 00	4,29E + 00	30,069	a1	6,67E + 00	4,21E + 00	44,0956
a2	1,54E – 02	– 5,50E – 03		a2	2,06E – 02	1,71E – 03	
a3	– 5,47E – 06	5,99E – 05		a3	– 7,37E – 06	7,07E – 05	
a4	8,78E – 10	– 7,08E – 08		a4	1,18E – 09	– 9,20E – 08	
a5	– 5,23E – 14	2,69E – 11		a5	– 7,07E – 14	3,65E – 11	
a6	– 1,24E + 04	– 1,15E + 04		a6	– 1,63E + 04	– 1,44E + 04	
a7	– 9,69E – 01	2,67E + 00		a7	– 1,32E + 01	5,61E + 00	

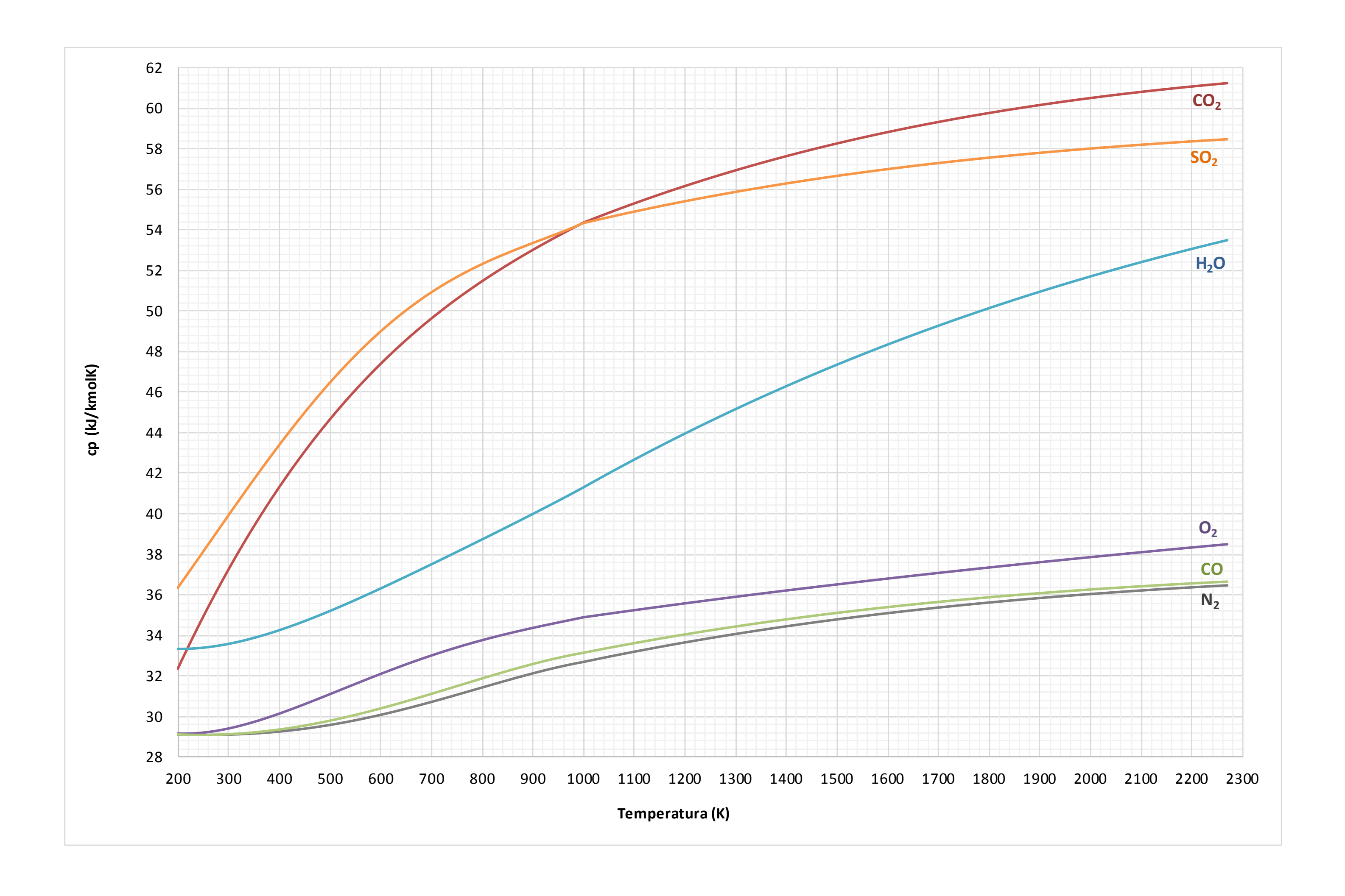
AP.6.2. Gráficas de calor específico



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155



cp (kJ/kmolK)
220
210
200
190
180
170
160
150
140
130
120
110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
290
300
310
320
330
340
350
360
370
380
390
400
410
420
430
440
450
460
470
480
Temperatura (K)
C_6H_{14}
$i\text{-}C_5H_{12}$
C_7H_8
$n\text{-}C_5H_{12}$
C_3H_8
$n\text{-}C_4H_{10}$
$i\text{-}C_4H_{10}$
C_2H_6
CH_4
H_2S
H_2
CO



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.7. Tablas de Vapor de Agua.

AP7.1 Tabla de Saturación, Entrada por Temperatura.

T	P	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. · 10^{-3}	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap.sat.
°C	kPa	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
0,01	0,61165	1,0002	205,99	0,001	2500,9	2500,9	0,00000	9,1555	9,155	0	2374,9
2	0,70599	1,0001	179,76	8,392	2504,6	2496,2	0,03061	9,1027	9,072	8,391	2377,7
4	0,81355	1,0001	157,12	16,813	2508,2	2491,4	0,06110	9,0505	8,989	16,812	2380,4
6	0,93536	1,0001	137,63	25,224	2511,9	2486,7	0,09134	8,9993	8,908	25,223	2383,2
8	1,0730	1,0002	120,83	33,627	2515,6	2481,9	0,12133	8,9491	8,828	33,626	2385,9
10	1,2282	1,0003	106,30	42,021	2519,2	2477,2	0,15109	8,8998	8,749	42,020	2388,6
12	1,4028	1,0005	93,719	50,409	2522,9	2472,5	0,18061	8,8513	8,671	50,408	2391,4
14	1,5990	1,0008	82,793	58,792	2526,5	2467,7	0,20990	8,8037	8,594	58,790	2394,1
16	1,8188	1,0011	73,286	67,170	2530,2	2463,0	0,23897	8,7570	8,518	67,168	2396,9
18	2,0647	1,0014	64,998	75,544	2533,8	2458,3	0,26783	8,7111	8,443	75,542	2399,6
20	2,3393	1,0018	57,757	83,914	2537,4	2453,5	0,29648	8,6660	8,370	83,912	2402,3
22	2,6453	1,0023	51,418	92,282	2541,1	2448,8	0,32493	8,6217	8,297	92,279	2405,0
24	2,9858	1,0028	45,858	100,65	2544,7	2444,0	0,35318	8,5781	8,225	100,64	2407,8
26	3,3639	1,0033	40,973	109,01	2548,3	2439,3	0,38123	8,5353	8,154	109,01	2410,5
28	3,7831	1,0038	36,672	117,37	2551,9	2434,6	0,40908	8,4933	8,084	117,37	2413,2
30	4,2470	1,0044	32,878	125,73	2555,5	2429,8	0,43675	8,4520	8,015	125,73	2415,9
32	4,7596	1,0050	29,526	134,09	2559,2	2425,1	0,46424	8,4113	7,947	134,09	2418,6
34	5,3251	1,0057	26,560	142,45	2562,8	2420,3	0,49155	8,3714	7,880	142,45	2421,3
36	5,9479	1,0064	23,929	150,81	2566,3	2415,5	0,51867	8,3321	7,813	150,81	2424,0
38	6,6328	1,0071	21,593	159,17	2569,9	2410,8	0,54562	8,2935	7,748	159,17	2426,7
40	7,3849	1,0079	19,515	167,53	2573,5	2406,0	0,57240	8,2555	7,683	167,53	2429,4
42	8,2096	1,0087	17,664	175,89	2577,1	2401,2	0,59901	8,2182	7,619	175,88	2432,1
44	9,1124	1,0095	16,011	184,25	2580,6	2396,4	0,62545	8,1815	7,556	184,24	2434,7
46	10,099	1,0104	14,534	192,62	2584,2	2391,6	0,65173	8,1453	7,494	192,61	2437,4
48	11,177	1,0112	13,212	200,98	2587,8	2386,8	0,67785	8,1098	7,432	200,97	2440,1
50	12,352	1,0121	12,027	209,34	2591,3	2381,9	0,70381	8,0748	7,371	209,33	2442,7
52	13,631	1,0131	10,963	217,71	2594,8	2377,1	0,72961	8,0404	7,311	217,69	2445,4
54	15,022	1,0141	10,006	226,07	2598,3	2372,3	0,75526	8,0066	7,251	226,06	2448,0
56	16,533	1,0151	9,1448	234,44	2601,8	2367,4	0,78075	7,9732	7,192	234,42	2450,7
58	18,171	1,0161	8,3683	242,81	2605,3	2362,5	0,80610	7,9404	7,134	242,79	2453,3
60	19,946	1,0171	7,6672	251,18	2608,8	2357,7	0,83129	7,9081	7,077	251,16	2455,9
62	21,867	1,0182	7,0335	259,55	2612,3	2352,8	0,85634	7,8764	7,020	259,53	2458,5
64	23,943	1,0193	6,4598	267,93	2615,8	2347,8	0,88125	7,8451	6,964	267,90	2461,1
66	26,183	1,0204	5,9399	276,30	2619,2	2342,9	0,90602	7,8142	6,908	276,28	2463,7
68	28,599	1,0216	5,4682	284,68	2622,7	2338,0	0,93064	7,7839	6,853	284,65	2466,3
70	31,201	1,0228	5,0395	293,07	2626,1	2333,0	0,95513	7,7540	6,799	293,03	2468,9
72	34,000	1,0240	4,6496	301,45	2629,5	2328,1	0,97949	7,7246	6,745	301,41	2471,4
74	37,009	1,0252	4,2945	309,84	2632,9	2323,1	1,00370	7,6955	6,692	309,80	2474,0
76	40,239	1,0265	3,9708	318,22	2636,3	2318,1	1,02779	7,6670	6,639	318,18	2476,5
78	43,703	1,0277	3,6752	326,62	2639,7	2313,0	1,05175	7,6388	6,587	326,57	2479,0
80	47,414	1,0291	3,4052	335,01	2643,0	2308,0	1,07558	7,6111	6,535	334,96	2481,6
82	51,387	1,0304	3,1581	343,41	2646,4	2302,9	1,09928	7,5837	6,484	343,36	2484,1
84	55,635	1,0317	2,9318	351,81	2649,7	2297,9	1,12286	7,5567	6,434	351,76	2486,6
86	60,173	1,0331	2,7244	360,22	2653,0	2292,8	1,14631	7,5302	6,384	360,16	2489,0
88	65,017	1,0345	2,5340	368,63	2656,3	2287,6	1,16965	7,5040	6,334	368,56	2491,5
90	70,182	1,0360	2,3591	377,04	2659,5	2282,5	1,19286	7,4781	6,285	376,97	2494,0
92	75,684	1,0374	2,1982	385,46	2662,8	2277,3	1,21596	7,4526	6,237	385,38	2496,4

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.1 Tabla de Saturación, Entrada por Temperatura. (Cont.)

T	P	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. $\cdot 10^{-3}$	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – líq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – líq.	líq. sat.	vap.sat.
°C	kPa	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
192	1311,2	1,1444	0,14994	816,36	2786,7	1970,4	2,25459	6,4906	4,236	814,86	2590,1
194	1369,1	1,1474	0,14383	825,31	2788,1	1962,8	2,27364	6,4754	4,202	823,74	2591,2
196	1429,0	1,1504	0,13802	834,28	2789,5	1955,2	2,29265	6,4602	4,168	832,63	2592,3
198	1490,9	1,1534	0,13248	843,26	2790,8	1947,5	2,31161	6,4451	4,134	841,54	2593,2
200	1554,9	1,1565	0,12721	852,27	2792,0	1939,7	2,33053	6,4302	4,100	850,47	2594,2
202	1621,0	1,1597	0,12218	861,30	2793,2	1931,9	2,34941	6,4152	4,066	859,42	2595,1
204	1689,3	1,1629	0,11739	870,35	2794,3	1923,9	2,36825	6,4004	4,032	868,38	2596,0
206	1759,8	1,1661	0,11282	879,42	2795,3	1915,9	2,38705	6,3856	3,999	877,37	2596,8
208	1832,6	1,1694	0,10846	888,51	2796,3	1907,8	2,40582	6,3710	3,965	886,37	2597,6
210	1907,7	1,1727	0,10429	897,63	2797,3	1899,6	2,42454	6,3563	3,932	895,39	2598,3
212	1985,1	1,1761	0,10031	906,77	2798,1	1891,4	2,44323	6,3417	3,899	904,44	2599,0
214	2065,0	1,1795	0,096516	915,94	2798,9	1883,0	2,46189	6,3272	3,865	913,50	2599,6
216	2147,3	1,1830	0,092884	925,12	2799,7	1874,6	2,48051	6,3128	3,832	922,58	2600,2
218	2232,2	1,1866	0,089413	934,34	2800,3	1866,0	2,49911	6,2984	3,799	931,69	2600,8
220	2319,6	1,1902	0,086092	943,58	2800,9	1857,4	2,51767	6,2840	3,766	940,82	2601,2
222	2409,6	1,1938	0,082916	952,85	2801,5	1848,6	2,53621	6,2697	3,733	949,97	2601,7
224	2502,3	1,1975	0,079875	962,14	2801,9	1839,8	2,55471	6,2554	3,701	959,14	2602,1
226	2597,8	1,2013	0,076964	971,46	2802,3	1830,9	2,57320	6,2412	3,668	968,34	2602,4
228	2696,0	1,2051	0,074175	980,81	2802,7	1821,8	2,59166	6,2270	3,635	977,56	2602,7
230	2797,1	1,2090	0,071503	990,19	2802,9	1812,7	2,61009	6,2128	3,603	986,81	2602,9
232	2901,0	1,2130	0,068943	999,60	2803,1	1803,5	2,62850	6,1987	3,570	996,08	2603,1
234	3008,0	1,2170	0,066488	1009,0	2803,2	1794,1	2,64690	6,1845	3,538	1005,4	2603,2
236	3117,9	1,2211	0,064133	1018,5	2803,2	1784,7	2,66527	6,1704	3,505	1014,7	2603,2
238	3230,8	1,2252	0,061873	1028,0	2803,1	1775,1	2,68363	6,1564	3,473	1024,1	2603,2
240	3346,9	1,2295	0,059705	1037,6	2803,0	1765,4	2,70198	6,1423	3,440	1033,4	2603,1
242	3466,2	1,2338	0,057623	1047,1	2802,7	1755,6	2,72031	6,1282	3,408	1042,8	2603,0
244	3588,7	1,2381	0,055624	1056,7	2802,4	1745,7	2,73863	6,1142	3,376	1052,3	2602,8
246	3714,5	1,2426	0,053703	1066,4	2802,0	1735,6	2,75693	6,1002	3,343	1061,8	2602,5
248	3843,6	1,2471	0,051857	1076,1	2801,5	1725,5	2,77523	6,0861	3,311	1071,3	2602,2
250	3976,2	1,2517	0,050083	1085,8	2800,9	1715,2	2,79352	6,0721	3,279	1080,8	2601,8
252	4112,2	1,2564	0,048377	1095,5	2800,3	1704,7	2,81181	6,0580	3,246	1090,4	2601,3
254	4251,8	1,2612	0,046736	1105,3	2799,5	1694,2	2,83010	6,0439	3,214	1100,0	2600,8
256	4394,9	1,2661	0,045156	1115,2	2798,6	1683,5	2,84838	6,0298	3,181	1109,6	2600,2
258	4541,7	1,2711	0,043637	1125,0	2797,7	1672,6	2,86666	6,0157	3,149	1119,3	2599,5
260	4692,3	1,2761	0,042173	1135,0	2796,6	1661,6	2,88495	6,0016	3,117	1129,0	2598,7
262	4846,6	1,2813	0,040764	1144,9	2795,4	1650,5	2,90324	5,9874	3,084	1138,7	2597,9
264	5004,7	1,2865	0,039406	1154,9	2794,2	1639,2	2,92154	5,9732	3,052	1148,5	2596,9
266	5166,8	1,2919	0,038098	1165,0	2792,8	1627,8	2,93984	5,9590	3,019	1158,3	2595,9
268	5332,9	1,2974	0,036837	1175,1	2791,3	1616,2	2,95816	5,9447	2,987	1168,2	2594,8
270	5503,0	1,3030	0,035621	1185,3	2789,7	1604,4	2,97650	5,9304	2,954	1178,1	2593,7
272	5677,2	1,3087	0,034448	1195,5	2788,0	1592,5	2,99484	5,9160	2,921	1188,1	2592,4
274	5855,6	1,3145	0,033317	1205,7	2786,1	1580,4	3,01321	5,9016	2,888	1198,1	2591,0
276	6038,3	1,3205	0,032225	1216,1	2784,2	1568,1	3,03160	5,8871	2,856	1208,1	2589,6
278	6225,2	1,3266	0,031171	1226,4	2782,1	1555,6	3,05002	5,8725	2,823	1218,2	2588,0
280	6416,6	1,3328	0,030153	1236,9	2779,9	1543,0	3,06846	5,8579	2,789	1228,3	2586,4
282	6612,4	1,3392	0,029169	1247,4	2777,5	1530,1	3,08693	5,8432	2,756	1238,5	2584,6
284	6812,8	1,3458	0,028219	1257,9	2775,0	1517,1	3,10544	5,8284	2,723	1248,8	2582,8
286	7017,7	1,3524	0,027301	1268,6	2772,4	1503,8	3,12398	5,8135	2,689	1259,1	2580,8
288	7227,4	1,3593	0,026413	1279,3	2769,6	1490,4	3,14257	5,7985	2,656	1269,4	2578,7
290	7441,8	1,3663	0,025555	1290,0	2766,7	1476,7	3,16120	5,7834	2,622	1279,9	2576,5

AP7.1 Tabla de Saturación, Entrada por Temperatura. (Cont.)

T	P	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. $\cdot 10^{-3}$	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap.sat.
°C	kPa	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
292	7661,0	1,3735	0,024724	1300,9	2763,6	1462,7	3,17988	5,7681	2,588	1290,3	2574,2
294	7885,2	1,3809	0,023921	1311,8	2760,4	1448,6	3,19861	5,7528	2,554	1300,9	2571,8
296	8114,3	1,3884	0,023143	1322,8	2757,0	1434,2	3,21740	5,7373	2,520	1311,5	2569,2
298	8348,5	1,3962	0,022390	1333,8	2753,4	1419,5	3,23625	5,7217	2,485	1322,2	2566,5
300	8587,9	1,4042	0,021660	1345,0	2749,6	1404,6	3,25517	5,7059	2,451	1332,9	2563,6
302	8832,5	1,4125	0,020953	1356,3	2745,7	1389,4	3,27416	5,6899	2,416	1343,8	2560,6
304	9082,4	1,4209	0,020268	1367,6	2741,6	1374,0	3,29323	5,6738	2,381	1354,7	2557,5
306	9337,8	1,4296	0,019604	1379,0	2737,2	1358,2	3,31238	5,6575	2,345	1365,7	2554,2
308	9598,6	1,4386	0,018960	1390,6	2732,7	1342,1	3,33162	5,6411	2,309	1376,8	2550,7
310	9865,1	1,4479	0,018335	1402,2	2727,9	1325,7	3,35097	5,6244	2,273	1387,9	2547,1
312	10137,2	1,4574	0,017728	1414,0	2723,0	1309,0	3,37041	5,6074	2,237	1399,2	2543,3
314	10415,0	1,4673	0,017139	1425,8	2717,8	1291,9	3,38997	5,5903	2,200	1410,6	2539,2
316	10698,8	1,4775	0,016567	1437,8	2712,3	1274,5	3,40966	5,5729	2,163	1422,0	2535,0
318	10988,5	1,4881	0,016011	1450,0	2706,6	1256,6	3,42947	5,5552	2,126	1433,6	2530,6
320	11284,3	1,4990	0,015471	1462,2	2700,6	1238,4	3,44943	5,5372	2,088	1445,3	2526,0
322	11586,3	1,5104	0,014945	1474,6	2694,3	1219,7	3,46954	5,5189	2,049	1457,1	2521,2
324	11894,5	1,5222	0,014434	1487,2	2687,7	1200,6	3,48982	5,5003	2,010	1469,1	2516,1
326	12209,1	1,5345	0,013936	1499,9	2680,8	1180,9	3,51028	5,4813	1,971	1481,2	2510,7
328	12530,3	1,5473	0,013451	1512,8	2673,6	1160,8	3,53094	5,4619	1,931	1493,4	2505,1
330	12858,1	1,5606	0,012979	1525,9	2666,0	1140,2	3,55180	5,4422	1,890	1505,8	2499,2
332	13192,6	1,5746	0,012518	1539,1	2658,1	1118,9	3,57290	5,4219	1,849	1518,4	2492,9
334	13534,0	1,5892	0,012068	1552,6	2649,7	1097,1	3,59426	5,4012	1,807	1531,1	2486,4
336	13882,3	1,6045	0,011629	1566,3	2640,9	1074,6	3,61589	5,3799	1,764	1544,1	2479,5
338	14237,9	1,6206	0,011200	1580,3	2631,6	1051,3	3,63783	5,3581	1,720	1557,2	2472,2
340	14600,7	1,6376	0,010781	1594,5	2621,8	1027,3	3,66012	5,3356	1,675	1570,6	2464,4
342	14970,9	1,6555	0,010370	1609,1	2611,5	1002,5	3,68278	5,3124	1,630	1584,3	2456,3
344	15348,7	1,6746	0,009967	1623,9	2600,6	976,69	3,70587	5,2885	1,583	1598,2	2447,6
346	15734,3	1,6949	0,009572	1639,1	2589,0	949,89	3,72945	5,2636	1,534	1612,5	2438,4
348	16127,8	1,7166	0,009184	1654,8	2576,7	921,96	3,75359	5,2379	1,484	1627,1	2428,6
350	16529,4	1,7400	0,008802	1670,9	2563,6	892,75	3,77837	5,2110	1,433	1642,1	2418,1
352	16939,3	1,7654	0,008426	1687,5	2549,6	862,09	3,80389	5,1829	1,379	1657,6	2406,9
354	17357,7	1,7930	0,008053	1704,8	2534,6	829,78	3,83029	5,1534	1,323	1673,7	2394,8
356	17784,8	1,8235	0,007684	1722,8	2518,4	795,55	3,85774	5,1222	1,264	1690,4	2381,7
358	18220,8	1,8573	0,007317	1741,7	2500,8	759,05	3,88645	5,0891	1,203	1707,9	2367,5
360	18666,0	1,8954	0,006949	1761,7	2481,5	719,83	3,91667	5,0536	1,137	1726,3	2351,8
362	19120,7	1,9388	0,006579	1782,9	2460,2	677,28	3,94876	5,0151	1,066	1745,8	2334,4
364	19585,3	1,9889	0,006203	1805,7	2436,2	630,53	3,98314	4,9727	0,9896	1766,7	2314,7
366	20060,1	2,0480	0,005816	1830,5	2408,7	578,20	4,02048	4,9251	0,9046	1789,4	2292,0
368	20545,9	2,1201	0,005406	1858,1	2375,9	517,81	4,06206	4,8697	0,8076	1814,5	2264,8
370	21043,6	2,2152	0,004954	1890,7	2334,5	443,83	4,11115	4,8012	0,6901	1844,1	2230,3
372	21553,9	2,3682	0,004408	1935,3	2275,5	340,26	4,17852	4,7059	0,5274	1884,2	2180,5
373,9	22051,7	2,8612	0,003397	2041,0	2133,5	92,440	4,34023	4,4831	0,1429	1977,9	2058,6

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.1. Tabla de Saturación, Entrada por presión

P	T	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. $\cdot 10^{-3}$	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – líq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – líq.	líq. sat.	vap.sat.
kPa	°C	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
0,7	1,88	1,00011	181,2	7,890	2504	2496	0,02878	9,1058	9,077	7,9	2377
0,8	3,76	1,00008	159,6	15,809	2508	2492	0,05748	9,0567	8,999	15,8	2380
0,9	5,44	1,00009	142,8	22,889	2511	2488	0,08297	9,0135	8,930	22,9	2382
1	6,97	1,00014	129,2	29,299	2514	2484	0,10591	8,9749	8,869	29,3	2384
1,2	9,65	1,0003	108,7	40,569	2519	2478	0,14595	8,9082	8,762	40,6	2388
1,4	11,97	1,0005	93,9	50,280	2523	2473	0,18015	8,8521	8,672	50,3	2391
1,6	14,01	1,0008	82,7	58,833	2527	2468	0,21004	8,8035	8,593	58,8	2394
1,8	15,84	1,0011	74,0	66,489	2530	2463	0,23662	8,7608	8,524	66,5	2397
2	17,49	1,0014	67,0	73,428	2533	2459	0,26056	8,7226	8,462	73,4	2399
2,5	21,08	1,0021	54,2	88,420	2539	2451	0,31182	8,6420	8,330	88,4	2404
3	24,08	1,0028	45,7	100,978	2545	2444	0,35429	8,5764	8,222	101	2408
3,5	26,67	1,0035	39,5	111,821	2550	2438	0,39061	8,5211	8,131	112	2411
4	28,96	1,0041	34,8	121,388	2554	2432	0,42239	8,4734	8,051	121	2415
4,5	31,01	1,0047	31,1	129,964	2557	2427	0,45069	8,4313	7,981	130	2417
5	32,87	1,0053	28,2	137,749	2561	2423	0,47620	8,3938	7,918	138	2420
5,5	34,58	1,0059	25,8	144,884	2564	2419	0,49945	8,3599	7,860	145	2422
6	36,16	1,0065	23,7	151,478	2567	2415	0,52082	8,3290	7,808	151	2424
6,5	37,63	1,0070	22,0	157,612	2569	2412	0,54060	8,3007	7,760	158	2426
7	39,00	1,0075	20,5	163,351	2572	2408	0,55903	8,2745	7,715	163	2428
8	41,51	1,0085	18,1	173,840	2576	2402	0,59249	8,2273	7,635	174	2431
9	43,76	1,0094	16,2	183,253	2580	2397	0,62230	8,1858	7,564	183	2434
10	45,81	1,0103	14,7	191,806	2584	2392	0,64920	8,1488	7,500	192	2437
12	49,42	1,0119	12,4	206,911	2590	2383	0,69628	8,0849	7,389	207	2442
14	52,55	1,0134	10,7	219,993	2596	2376	0,73664	8,0311	7,294	220	2446
16	55,31	1,0147	9,43	231,566	2601	2369	0,77201	7,9846	7,213	232	2450
18	57,80	1,0160	8,44	241,965	2605	2363	0,80355	7,9437	7,140	242	2453
20	60,06	1,0172	7,65	251,423	2609	2358	0,83202	7,9072	7,075	251	2456
25	64,96	1,0198	6,20	271,960	2617	2345	0,89319	7,8302	6,937	272	2462
30	69,10	1,0222	5,23	289,273	2625	2335	0,94407	7,7675	6,823	289	2468
35	72,68	1,0244	4,53	304,303	2631	2326	0,98774	7,7146	6,727	304	2472
40	75,86	1,0264	3,99	317,624	2636	2318	1,02607	7,6690	6,643	318	2476
45	78,71	1,0282	3,58	329,616	2641	2311	1,06028	7,6288	6,569	330	2480
50	81,32	1,0299	3,24	340,542	2645	2305	1,09120	7,5930	6,502	340	2483
55	83,71	1,0315	2,96	350,591	2649	2299	1,11944	7,5606	6,441	351	2486
60	85,93	1,0331	2,73	359,907	2653	2293	1,14545	7,5311	6,386	360	2489
65	87,99	1,0345	2,53	368,598	2656	2288	1,16957	7,5040	6,334	369	2492
70	89,93	1,0359	2,36	376,752	2659	2283	1,19207	7,4790	6,287	377	2494
75	91,76	1,0372	2,22	384,437	2662	2278	1,21317	7,4557	6,243	384	2496
80	93,49	1,0385	2,09	391,710	2665	2273	1,23304	7,4339	6,201	392	2498
85	95,13	1,0397	1,97	398,618	2668	2269	1,25183	7,4135	6,162	399	2500
90	96,69	1,0409	1,87	405,198	2670	2265	1,26964	7,3943	6,125	405	2502
95	98,18	1,0420	1,78	411,484	2673	2261	1,28659	7,3761	6,089	411	2504
101,325	99,97	1,0434	1,67	419,058	2676	2256	1,30692	7,3544	6,048	419	2506
105	100,98	1,0442	1,62	423,282	2677	2254	1,31822	7,3425	6,024	423	2507
110	102,29	1,0453	1,55	428,839	2679	2250	1,33303	7,3269	5,994	429	2509
115	103,56	1,0463	1,49	434,193	2681	2247	1,34725	7,3119	5,965	434	2510
120	104,78	1,0473	1,43	439,359	2683	2244	1,36093	7,2977	5,937	439	2512
125	105,97	1,0482	1,37	444,354	2685	2241	1,37411	7,2840	5,910	444	2513
130	107,11	1,0492	1,33	449,187	2687	2237	1,38683	7,2709	5,884	449	2514
135	108,22	1,0501	1,28	453,872	2688	2234	1,39912	7,2582	5,859	454	2516

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.1. Tabla de Saturación, Entrada por presión (cont.)

P	T	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. · 10^{-3}	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap.sat.
kPa	°C	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
140	109,29	1,0510	1,237	458,418	2690	2232	1,41100	7,2461	5,835	458	2517
145	110,34	1,0519	1,197	462,833	2692	2229	1,42252	7,2343	5,812	463	2518
150	111,35	1,0527	1,159	467,127	2693	2226	1,43369	7,2230	5,789	467	2519
155	112,34	1,0536	1,124	471,306	2695	2223	1,44453	7,2120	5,767	471	2520
160	113,30	1,0544	1,091	475,377	2696	2221	1,45507	7,2014	5,746	475	2521
165	114,23	1,0552	1,060	479,347	2697	2218	1,46531	7,1911	5,726	479	2522
170	115,15	1,0560	1,031	483,220	2699	2216	1,47528	7,1812	5,706	483	2523
175	116,04	1,0568	1,004	487,003	2700	2213	1,48500	7,1715	5,686	487	2524
180	116,91	1,0576	0,977	490,699	2701	2211	1,49447	7,1621	5,668	491	2525
185	117,76	1,0583	0,953	494,314	2703	2208	1,50372	7,1529	5,649	494	2526
190	118,60	1,0591	0,929	497,850	2704	2206	1,51274	7,1440	5,631	498	2527
195	119,41	1,0598	0,907	501,312	2705	2204	1,52156	7,1353	5,614	501	2528
200	120,21	1,0605	0,886	504,704	2706	2202	1,53017	7,1269	5,597	504	2529
210	121,76	1,0619	0,846	511,288	2708	2197	1,54685	7,1106	5,564	511	2531
220	123,25	1,0633	0,810	517,625	2711	2193	1,56284	7,0951	5,532	517	2532
230	124,69	1,0646	0,777	523,735	2713	2189	1,57820	7,0803	5,502	523	2534
240	126,07	1,0659	0,747	529,637	2715	2185	1,59298	7,0661	5,473	529	2535
250	127,41	1,0672	0,719	535,345	2716	2181	1,60723	7,0524	5,445	535	2537
260	128,71	1,0685	0,693	540,874	2718	2177	1,62098	7,0394	5,418	541	2538
270	129,97	1,0697	0,669	546,236	2720	2174	1,63428	7,0268	5,392	546	2539
280	131,19	1,0709	0,646	551,442	2722	2170	1,64715	7,0146	5,367	551	2541
290	132,37	1,0720	0,625	556,503	2723	2167	1,65962	7,0029	5,343	556	2542
300	133,52	1,0732	0,606	561,427	2725	2163	1,67172	6,9916	5,320	561	2543
310	134,64	1,0743	0,587	566,222	2726	2160	1,68347	6,9807	5,297	566	2544
320	135,74	1,0754	0,570	570,897	2728	2157	1,69489	6,9701	5,275	571	2545
330	136,80	1,0765	0,554	575,458	2729	2154	1,70600	6,9598	5,254	575	2546
340	137,84	1,0775	0,539	579,911	2731	2151	1,71683	6,9498	5,233	580	2547
350	138,86	1,0786	0,524	584,261	2732	2148	1,72737	6,9401	5,213	584	2548
370	140,82	1,0806	0,498	592,677	2735	2142	1,74770	6,9216	5,174	592	2550
390	142,70	1,0826	0,474	600,743	2737	2136	1,76709	6,9040	5,137	600	2552
410	144,50	1,0845	0,452	608,490	2739	2131	1,78562	6,8872	5,102	608	2554
430	146,23	1,0864	0,432	615,948	2741	2125	1,80339	6,8713	5,068	615	2556
450	147,90	1,0882	0,414	623,139	2743	2120	1,82045	6,8560	5,036	623	2557
470	149,51	1,0900	0,397	630,085	2745	2115	1,83687	6,8414	5,005	630	2559
490	151,07	1,0917	0,382	636,805	2747	2110	1,85268	6,8274	4,975	636	2560
510	152,58	1,0934	0,368	643,315	2749	2106	1,86795	6,8140	4,946	643	2561
530	154,04	1,0951	0,355	649,630	2751	2101	1,88271	6,8011	4,918	649	2563
550	155,46	1,0967	0,343	655,764	2752	2097	1,89699	6,7886	4,892	655	2564
570	156,83	1,0983	0,331	661,727	2754	2092	1,91083	6,7766	4,866	661	2565
590	158,17	1,0998	0,321	667,532	2755	2088	1,92426	6,7649	4,841	667	2566
610	159,47	1,1014	0,311	673,187	2757	2084	1,93730	6,7537	4,816	673	2567
630	160,74	1,1029	0,301	678,701	2758	2080	1,94997	6,7428	4,793	678	2568
650	161,98	1,1044	0,293	684,082	2760	2076	1,96231	6,7322	4,770	683	2569
670	163,19	1,1058	0,284	689,338	2761	2072	1,97432	6,7219	4,748	689	2570
690	164,37	1,1073	0,277	694,476	2762	2068	1,98603	6,7119	4,726	694	2571
710	165,52	1,1087	0,269	699,501	2763	2064	1,99745	6,7022	4,705	699	2572
730	166,65	1,1101	0,262	704,419	2765	2060	2,00859	6,6928	4,684	704	2573
750	167,75	1,1114	0,256	709,235	2766	2056	2,01948	6,6836	4,664	708	2574
770	168,83	1,1128	0,249	713,955	2767	2053	2,03012	6,6746	4,645	713	2575

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.1. Tabla de Saturación, Entrada por presión (cont.)

P	T	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. · 10^{-3}	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – líq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – líq.	líq. sat.	vap.sat.
kPa	°C	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
790	169,89	1,1141	0,2432	718,583	2768	2049	2,04053	6,6659	4,625	718	2576
810	170,92	1,1154	0,2375	723,123	2769	2046	2,05072	6,6574	4,607	722	2576
830	171,94	1,1167	0,2321	727,579	2770	2042	2,06069	6,6490	4,588	727	2577
850	172,94	1,1180	0,2269	731,954	2771	2039	2,07046	6,6409	4,570	731	2578
870	173,91	1,1193	0,2219	736,252	2772	2035	2,08003	6,6329	4,553	735	2579
890	174,88	1,1206	0,2172	740,477	2773	2032	2,08942	6,6251	4,536	739	2579
910	175,82	1,1218	0,2126	744,630	2773	2029	2,09863	6,6175	4,519	744	2580
930	176,75	1,1230	0,2083	748,716	2774	2026	2,10767	6,6100	4,502	748	2581
950	177,66	1,1242	0,2041	752,736	2775	2022	2,11655	6,6027	4,486	752	2581
970	178,56	1,1254	0,2001	756,693	2776	2019	2,12527	6,5955	4,470	756	2582
990	179,44	1,1266	0,1962	760,589	2777	2016	2,13384	6,5885	4,455	759	2582
1010	180,31	1,1278	0,1925	764,427	2777	2013	2,14226	6,5816	4,439	763	2583
1210	188,33	1,1390	0,1620	799,999	2784	1984	2,21952	6,5188	4,299	799	2588
1410	195,37	1,1494	0,1398	831,460	2789	1958	2,28669	6,4650	4,178	830	2592
1610	201,67	1,1592	0,1230	859,811	2793	1933	2,34631	6,4177	4,071	858	2595
1810	207,39	1,1684	0,1098	885,719	2796	1910	2,40006	6,3755	3,975	884	2597
2010	212,63	1,1772	0,0991	909,654	2798	1889	2,44911	6,3372	3,888	907	2599
2210	217,48	1,1856	0,0903	931,956	2800	1868	2,49431	6,3021	3,808	929	2601
2410	222,01	1,1938	0,0829	952,883	2801	1849	2,53628	6,2696	3,733	950	2602
2610	226,25	1,2018	0,0766	972,635	2802	1830	2,57552	6,2394	3,664	969	2602
2810	230,25	1,2095	0,0712	991,371	2803	1812	2,61241	6,2110	3,599	988	2603
3010	234,04	1,2171	0,0664	1009,217	2803	1794	2,64725	6,1843	3,537	1006	2603
3210	237,64	1,2245	0,0623	1026,279	2803	1777	2,68029	6,1589	3,479	1022	2603
3410	241,06	1,2317	0,0586	1042,641	2803	1760	2,71173	6,1348	3,423	1038	2603
3610	244,34	1,2389	0,0553	1058,378	2802	1744	2,74176	6,1118	3,370	1054	2603
3810	247,48	1,2459	0,0523	1073,551	2802	1728	2,77051	6,0897	3,319	1069	2602
4010	250,50	1,2529	0,0496	1088,213	2801	1713	2,79812	6,0685	3,270	1083	2602
4210	253,41	1,2598	0,0472	1102,410	2800	1697	2,82467	6,0481	3,223	1097	2601
4410	256,21	1,2666	0,0450	1116,181	2799	1682	2,85028	6,0284	3,178	1111	2600
4610	258,91	1,2734	0,0430	1129,561	2797	1668	2,87501	6,0093	3,134	1124	2599
4810	261,53	1,2801	0,0411	1142,581	2796	1653	2,89894	5,9908	3,092	1136	2598
5010	264,07	1,2867	0,0394	1155,268	2794	1639	2,92214	5,9728	3,051	1149	2597
5210	266,52	1,2933	0,0378	1167,647	2792	1625	2,94465	5,9553	3,011	1161	2596
5410	268,91	1,2999	0,0363	1179,740	2791	1611	2,96653	5,9382	2,972	1173	2594
5610	271,23	1,3065	0,0349	1191,565	2789	1597	2,98782	5,9216	2,934	1184	2593
5810	273,49	1,3131	0,0336	1203,142	2787	1583	3,00856	5,9053	2,897	1196	2591
6010	275,69	1,3196	0,0324	1214,485	2784	1570	3,02878	5,8893	2,861	1207	2590
6210	277,84	1,3261	0,0313	1225,609	2782	1557	3,04853	5,8737	2,825	1217	2588
6410	279,93	1,3326	0,0302	1236,529	2780	1543	3,06783	5,8584	2,791	1228	2586
6610	281,98	1,3391	0,0292	1247,255	2778	1530	3,08671	5,8434	2,757	1238	2585
6810	283,97	1,3457	0,0282	1257,800	2775	1517	3,10519	5,8286	2,723	1249	2583
7010	285,93	1,3522	0,0273	1268,174	2772	1504	3,12329	5,8140	2,691	1259	2581
7210	287,84	1,3587	0,0265	1278,386	2770	1491	3,14104	5,7997	2,659	1269	2579
7410	289,71	1,3653	0,0257	1288,446	2767	1479	3,15846	5,7856	2,627	1278	2577
7610	291,54	1,3718	0,0249	1298,362	2764	1466	3,17556	5,7717	2,596	1288	2575
7810	293,33	1,3784	0,0242	1308,141	2761	1453	3,19237	5,7579	2,566	1297	2573
8010	295,09	1,3850	0,0235	1317,791	2759	1441	3,20889	5,7443	2,535	1307	2570
8210	296,82	1,3916	0,0228	1327,318	2756	1428	3,22514	5,7309	2,506	1316	2568
8410	298,52	1,3983	0,0222	1336,729	2752	1416	3,24114	5,7176	2,476	1325	2566

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.1. Tabla de Saturación, Entrada por presión (cont.)

P	T	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. · 10^{-3}	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap.sat.
kPa	°C	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
8610	300,18	1,4050	0,0216	1346,030	2749	1403	3,25690	5,7044	2,448	1334	2563
8810	301,82	1,4117	0,0210	1355,227	2746	1391	3,27242	5,6914	2,419	1343	2561
9010	303,42	1,4185	0,0205	1364,325	2743	1378	3,28773	5,6785	2,391	1352	2558
9210	305,00	1,4253	0,0199	1373,328	2739	1366	3,30283	5,6657	2,363	1360	2556
9410	306,56	1,4321	0,0194	1382,243	2736	1354	3,31774	5,6530	2,335	1369	2553
9610	308,09	1,4390	0,0189	1391,073	2732	1341	3,33246	5,6403	2,308	1377	2551
9810	309,59	1,4459	0,0185	1399,822	2729	1329	3,34699	5,6278	2,281	1386	2548
10010	311,07	1,4529	0,0180	1408,496	2725	1317	3,36136	5,6153	2,254	1394	2545
10210	312,53	1,4600	0,0176	1417,097	2722	1305	3,37557	5,6029	2,227	1402	2542
10410	313,96	1,4671	0,0171	1425,631	2718	1292	3,38962	5,5906	2,201	1410	2539
10610	315,38	1,4743	0,0167	1434,100	2714	1280	3,40353	5,5783	2,175	1418	2536
10810	316,77	1,4816	0,0164	1442,508	2710	1268	3,41730	5,5661	2,149	1426	2533
11010	318,15	1,4889	0,0160	1450,858	2706	1255	3,43093	5,5539	2,123	1434	2530
11210	319,50	1,4963	0,0156	1459,155	2702	1243	3,44444	5,5417	2,097	1442	2527
11410	320,84	1,5037	0,0152	1467,401	2698	1231	3,45784	5,5296	2,072	1450	2524
11610	322,16	1,5113	0,0149	1475,599	2694	1218	3,47112	5,5175	2,046	1458	2521
11810	323,46	1,5190	0,0146	1483,752	2690	1206	3,48429	5,5054	2,021	1466	2517
12010	324,74	1,5267	0,0142	1491,864	2685	1193	3,49736	5,4933	1,996	1474	2514
12210	326,01	1,5345	0,0139	1499,937	2681	1181	3,51034	5,4813	1,971	1481	2511
12410	327,26	1,5425	0,0136	1507,975	2676	1168	3,52323	5,4692	1,946	1489	2507
12610	328,49	1,5505	0,0133	1515,981	2672	1156	3,53603	5,4571	1,921	1496	2504
12810	329,71	1,5586	0,0130	1523,956	2667	1143	3,54876	5,4451	1,896	1504	2500
13010	330,91	1,5669	0,0128	1531,905	2662	1131	3,56141	5,4330	1,872	1512	2496
13210	332,10	1,5753	0,0125	1539,830	2658	1118	3,57400	5,4209	1,847	1519	2493
13410	333,28	1,5838	0,0122	1547,734	2653	1105	3,58652	5,4087	1,822	1526	2489
13610	334,44	1,5925	0,0120	1555,621	2648	1092	3,59899	5,3965	1,798	1534	2485
13810	335,59	1,6012	0,0117	1563,492	2643	1079	3,61141	5,3843	1,773	1541	2481
14010	336,72	1,6102	0,0115	1571,352	2638	1066	3,62378	5,3721	1,748	1549	2477
14210	337,84	1,6193	0,0112	1579,204	2632	1053	3,63612	5,3598	1,724	1556	2473
14410	338,95	1,6286	0,0110	1587,050	2627	1040	3,64842	5,3474	1,699	1564	2469
14610	340,05	1,6380	0,0108	1594,895	2622	1027	3,66069	5,3350	1,674	1571	2464
14810	341,14	1,6476	0,0105	1602,741	2616	1013	3,67294	5,3225	1,650	1578	2460
15010	342,21	1,6574	0,0103	1610,593	2610	1000	3,68517	5,3099	1,625	1586	2455
15210	343,27	1,6675	0,0101	1618,455	2605	986	3,69739	5,2973	1,600	1593	2451
15410	344,32	1,6777	0,0099	1626,330	2599	972	3,70962	5,2845	1,575	1600	2446
15610	345,36	1,6882	0,0097	1634,224	2593	959	3,72185	5,2717	1,550	1608	2441
15810	346,39	1,6990	0,0095	1642,141	2587	945	3,73409	5,2587	1,525	1615	2437
16010	347,41	1,7100	0,0093	1650,086	2580	930	3,74635	5,2456	1,499	1623	2432
16210	348,41	1,7213	0,0091	1658,064	2574	916	3,75865	5,2324	1,474	1630	2427
16410	349,41	1,7329	0,0089	1666,081	2568	902	3,77098	5,2191	1,448	1638	2421
16610	350,40	1,7449	0,0087	1674,145	2561	887	3,78336	5,2055	1,422	1645	2416
16810	351,37	1,7572	0,0085	1682,261	2554	872	3,79581	5,1919	1,396	1653	2411
17010	352,34	1,7699	0,0084	1690,436	2547	857	3,80832	5,1780	1,370	1660	2405
17210	353,30	1,7830	0,0082	1698,680	2540	841	3,82093	5,1639	1,343	1668	2399
17410	354,25	1,7966	0,0080	1707,000	2533	826	3,83363	5,1496	1,316	1676	2393
17610	355,19	1,8107	0,0078	1715,407	2525	810	3,84644	5,1351	1,289	1684	2387
17810	356,12	1,8253	0,0077	1723,909	2517	793	3,85938	5,1203	1,261	1691	2381
18010	357,04	1,8406	0,0075	1732,519	2509	777	3,87247	5,1053	1,233	1699	2374
18210	357,95	1,8564	0,0073	1741,247	2501	760	3,88573	5,0899	1,204	1707	2368

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.1. Tabla de Saturación, Entrada por presión (cont.)

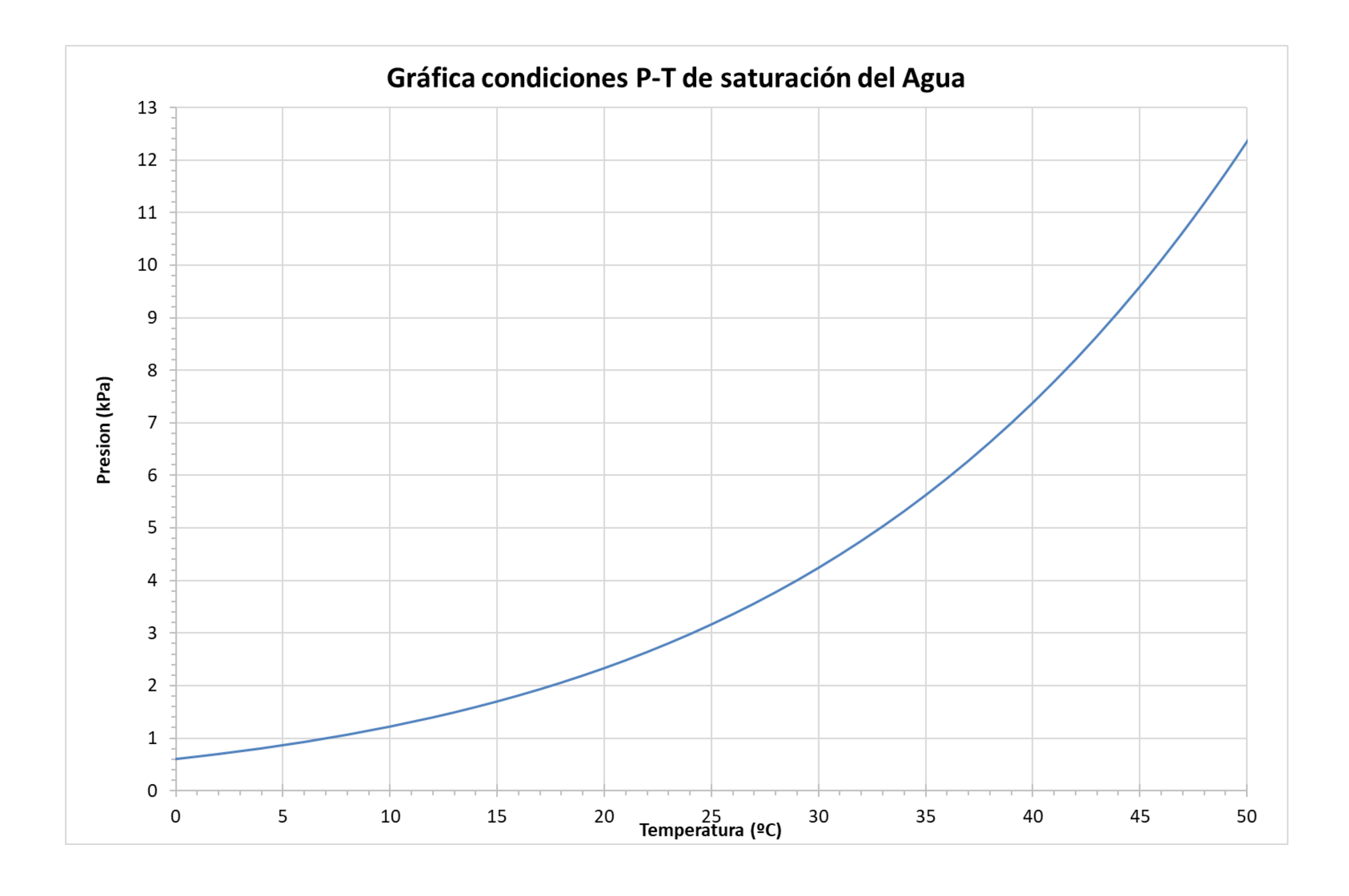
P	T	Volumen Específico		Entalpía			Entropía			Energía Interna	
		líq. sat. · 10^{-3}	vap.sat.	líq. sat.	vap.sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap. sat.	vap – liq.	líq. sat.	vap.sat.
kPa	°C	m3/kg	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg
18410	358,86	1,8730	0,0072	1750,108	2493	743	3,89917	5,0742	1,175	1716	2361
18610	359,75	1,8904	0,0070	1759,114	2484	725	3,91281	5,0581	1,145	1724	2354
18810	360,64	1,9086	0,0068	1768,282	2475	707	3,92669	5,0417	1,115	1732	2346
19010	361,52	1,9278	0,0067	1777,626	2466	688	3,94082	5,0247	1,084	1741	2339
19210	362,39	1,9479	0,0065	1787,165	2456	669	3,95523	5,0072	1,052	1750	2331
19410	363,25	1,9692	0,0063	1796,921	2446	649	3,96995	4,9891	1,019	1759	2322
19610	364,11	1,9918	0,0062	1806,915	2435	628	3,98502	4,9704	0,985	1768	2314
19810	364,95	2,0158	0,0060	1817,179	2424	606	4,00049	4,9508	0,950	1777	2304
20010	365,79	2,0414	0,0059	1827,750	2412	584	4,01641	4,9304	0,914	1787	2295
20210	366,62	2,0688	0,0057	1838,682	2399	560	4,03286	4,9089	0,876	1797	2284
20410	367,45	2,0984	0,0055	1850,052	2386	536	4,04997	4,8861	0,836	1807	2273
20610	368,26	2,1308	0,0054	1861,974	2371	509	4,06791	4,8617	0,794	1818	2261
20810	369,07	2,1668	0,0052	1874,622	2355	481	4,08695	4,8353	0,748	1830	2248
21010	369,87	2,2077	0,0050	1888,271	2338	449	4,10751	4,8064	0,699	1842	2233
21210	370,66	2,2557	0,0048	1903,368	2318	414	4,13028	4,7741	0,644	1856	2216
21410	371,44	2,3148	0,0046	1920,682	2295	374	4,15645	4,7370	0,581	1871	2197
21610	372,22	2,3926	0,0043	1941,605	2267	325	4,18816	4,6925	0,504	1890	2173
21810	372,98	2,5053	0,0041	1968,992	2231	262	4,22981	4,6349	0,405	1914	2142
22010	373,74	2,7235	0,0036	2015,104	2168	153	4,30032	4,5366	0,236	1955	2088

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

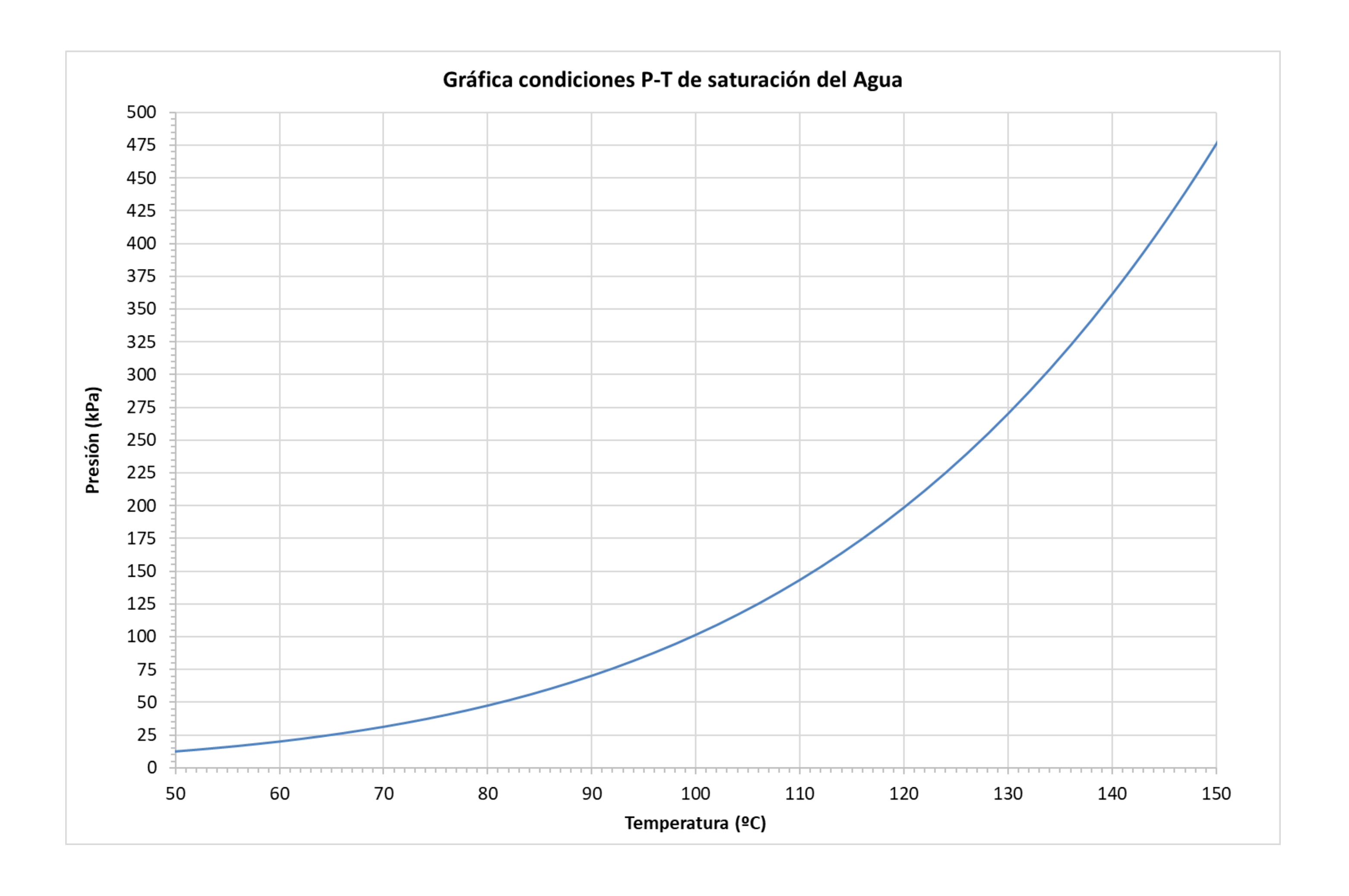
Correlación para determinar la presión de saturación correspondiente a un valor de temperatura

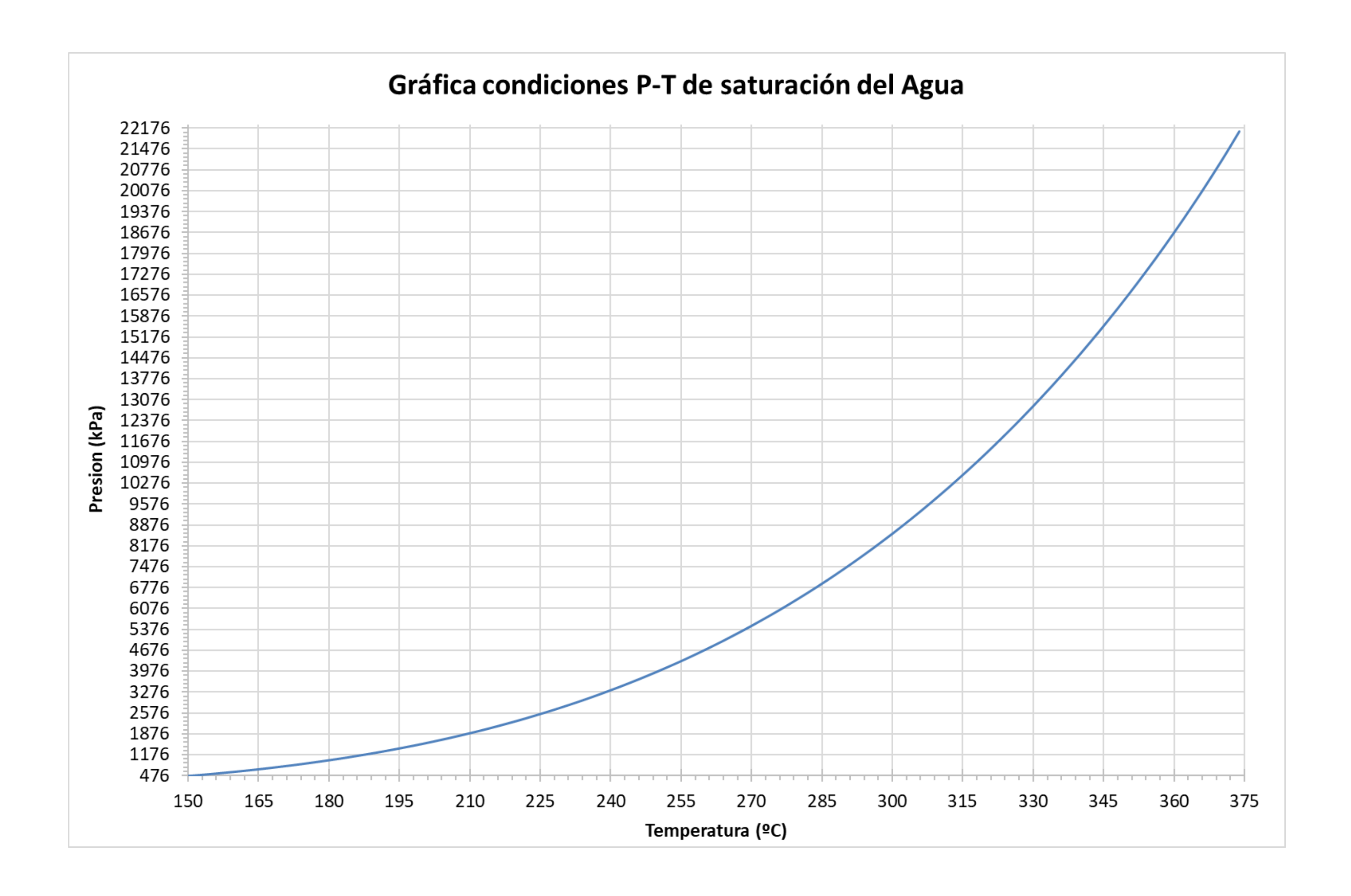
$$p_{sat}(T) = 2E-06 \cdot T^4 - 0,0003 \cdot T^3 + 0,0389 \cdot T^2 - 1,9667 \cdot T + 26,75 \quad (p(kPa)\ y\ T\ (\ °C))$$

AP7.1. Gráfica Saturación del Agua



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155


Gráfica condiciones P-T de saturación del Agua
Presión (kPa)
Temperatura (ºC)
0
25
50
75
100
125
150
175
200
225
250
275
300
325
350
375
400
425
450
475
500
50
60
70
80
90
100
110
120
130
140
150



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2. Tablas de Vapor Sobrecalentado

P	1	(kPa)			P	5	(kPa)			P	10	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
280,1	6,97	129,18	2514	8,97	306,0	32,87	28,19	2561	8,39	319,0	45,81	14,67	2583,86	8,15
300	27	138,39	2551	9,10	325	52	29,95	2597	8,51	325	52	14,95	2595,53	8,19
325	52	149,95	2598	9,25	350	77	32,27	2644	8,65	350	77	16,12	2643,34	8,33
350	77	161,50	2645	9,39	375	102	34,59	2692	8,78	375	102	17,28	2690,98	8,46
375	102	173,04	2692	9,52	400	127	36,90	2739	8,90	400	127	18,44	2738,69	8,58
400	127	184,59	2739	9,65	425	152	39,21	2787	9,02	425	152	19,60	2786,59	8,70
425	152	196,13	2787	9,76	450	177	41,52	2835	9,13	450	177	20,76	2834,75	8,81
450	177	207,67	2835	9,87	475	202	43,83	2883	9,23	475	202	21,91	2883,20	8,91
475	202	219,21	2884	9,98	500	227	46,14	2932	9,33	500	227	23,07	2931,97	9,01
500	227	230,75	2932	10,08	525	252	48,45	2981	9,43	525	252	24,22	2981,10	9,11
525	252	242,29	2981	10,17	550	277	50,76	3031	9,52	550	277	25,38	3030,58	9,20
550	277	253,83	3031	10,26	575	302	53,07	3081	9,61	575	302	26,53	3080,44	9,29
575	302	265,37	3081	10,35	600	327	55,38	3131	9,69	600	327	27,69	3130,68	9,37
600	327	276,91	3131	10,44	625	352	57,68	3181	9,78	625	352	28,84	3181,31	9,46
650	377	299,98	3232	10,60	675	402	62,30	3284	9,94	675	402	31,15	3283,77	9,62
700	427	323,06	3336	10,75	725	452	66,92	3388	10,08	725	452	33,46	3387,86	9,76
750	477	346,14	3441	10,90	775	502	71,53	3494	10,22	775	502	35,76	3493,63	9,90
800	527	369,21	3547	11,04	825	552	76,15	3601	10,36	825	552	38,07	3601,12	10,04
850	577	392,29	3656	11,17	875	602	80,76	3710	10,49	875	602	40,38	3710,35	10,17
900	627	415,36	3766	11,29	925	652	85,38	3821	10,61	925	652	42,69	3821,34	10,29
950	677	438,44	3878	11,41	975	702	89,99	3934	10,73	975	702	45,00	3934,10	10,41
1000	727	461,52	3991	11,53	1025	752	94,61	4049	10,84	1025	752	47,30	4048,64	10,52
1050	777	484,59	4107	11,64	1075	802	99,23	4165	10,96	1075	802	49,61	4164,95	10,64
1100	827	507,67	4224	11,75	1125	852	103,84	4283	11,06	1125	852	51,92	4283,01	10,74
1150	877	530,75	4343	11,86	1175	902	108,46	4403	11,17	1175	902	54,23	4402,80	10,85
1200	927	553,82	4463	11,96	1225	952	113,07	4524	11,27	1225	952	56,54	4524,27	10,95
1250	977	576,90	4586	12,06	1275	1002	117,69	4647	11,37	1275	1002	58,84	4647,40	11,05
1300	1027	599,97	4710	12,16	1325	1052	122,30	4772	11,46	1325	1052	61,15	4772,14	11,14
1350	1077	623,05	4835	12,25	1375	1102	126,92	4898	11,56	1375	1102	63,46	4898,45	11,24
1400	1127	646,13	4962	12,34	1425	1152	131,53	5026	11,65	1425	1152	65,77	5026,27	11,33
1450	1177	669,20	5091	12,43	1475	1202	136,15	5156	11,74	1475	1202	68,07	5155,55	11,42
1500	1227	692,28	5221	12,52	1525	1252	140,76	5286	11,82	1525	1252	70,38	5286,25	11,50

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	50	(kPa)			P	100	(kPa)			P	150	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
354,5	81,32	3,240	2645	7,59	372,8	99,61	1,694	2675	7,36	384,5	111,35	1,159	2693	7,22
375	102	3,436	2686	7,71	400	127	1,826	2730	7,50	400	127	1,210	2726	7,31
400	127	3,672	2735	7,83	425	152	1,945	2780	7,62	425	152	1,291	2777	7,43
425	152	3,907	2784	7,95	450	177	2,064	2830	7,74	450	177	1,371	2827	7,54
450	177	4,141	2833	8,06	475	202	2,181	2879	7,84	475	202	1,450	2877	7,65
475	202	4,373	2881	8,17	500	227	2,298	2929	7,94	500	227	1,529	2927	7,75
500	227	4,606	2930	8,27	525	252	2,415	2978	8,04	525	252	1,607	2977	7,85
525	252	4,838	2980	8,36	550	277	2,531	3028	8,13	550	277	1,685	3027	7,95
550	277	5,070	3029	8,46	575	302	2,647	3078	8,22	575	302	1,763	3077	8,03
575	302	5,301	3079	8,55	600	327	2,764	3129	8,31	600	327	1,840	3128	8,12
600	327	5,533	3130	8,63	625	352	2,880	3180	8,39	625	352	1,918	3179	8,20
625	352	5,764	3181	8,71	650	377	2,995	3231	8,47	650	377	1,995	3230	8,28
650	377	5,995	3232	8,79	675	402	3,111	3282	8,55	675	402	2,073	3282	8,36
675	402	6,227	3283	8,87	700	427	3,227	3334	8,63	700	427	2,150	3334	8,44
725	452	6,689	3387	9,02	750	477	3,458	3440	8,77	750	477	2,305	3439	8,58
775	502	7,151	3493	9,16	800	527	3,690	3546	8,91	800	527	2,459	3546	8,72
825	552	7,613	3601	9,30	850	577	3,921	3655	9,04	850	577	2,613	3654	8,85
875	602	8,075	3710	9,42	900	627	4,152	3765	9,17	900	627	2,767	3765	8,98
925	652	8,537	3821	9,55	950	677	4,383	3877	9,29	950	677	2,922	3877	9,10
975	702	8,998	3934	9,67	1000	727	4,614	3991	9,40	1000	727	3,076	3990	9,22
1025	752	9,460	4048	9,78	1050	777	4,845	4106	9,52	1050	777	3,230	4106	9,33
1075	802	9,922	4165	9,89	1100	827	5,076	4223	9,63	1100	827	3,384	4223	9,44
1125	852	10,383	4283	10,00	1150	877	5,307	4342	9,73	1150	877	3,538	4342	9,54
1175	902	10,845	4403	10,10	1200	927	5,538	4463	9,83	1200	927	3,692	4463	9,65
1225	952	11,307	4524	10,21	1250	977	5,769	4585	9,93	1250	977	3,846	4585	9,75
1275	1002	11,768	4647	10,30	1300	1027	5,999	4709	10,03	1300	1027	4,000	4709	9,84
1325	1052	12,230	4772	10,40	1350	1077	6,230	4835	10,13	1350	1077	4,153	4835	9,94
1375	1102	12,692	4898	10,49	1400	1127	6,461	4962	10,22	1400	1127	4,307	4962	10,03
1425	1152	13,153	5026	10,58	1450	1177	6,692	5091	10,31	1450	1177	4,461	5090	10,12
1475	1202	13,615	5155	10,67	1500	1227	6,923	5221	10,40	1500	1227	4,615	5220	10,21
1525	1252	14,076	5286	10,76	1550	1277	7,154	5352	10,48	1550	1277	4,769	5352	10,30
1575	1302	14,538	5418	10,85	1600	1327	7,384	5485	10,57	1600	1327	4,923	5485	10,38

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	200	(kPa)			P	300	(kPa)			P	400	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
393,4	120,21	0,886	2706	7,13	406,7	133,52	0,606	2725	6,99	416,8	143,61	0,462	2738	6,90
400	127	0,902	2721	7,16	425	152	0,637	2765	7,09	425	152	0,473	2757	6,94
425	152	0,964	2773	7,29	450	177	0,679	2818	7,21	450	177	0,505	2812	7,07
450	177	1,025	2824	7,41	475	202	0,719	2870	7,32	475	202	0,537	2865	7,18
475	202	1,085	2874	7,52	500	227	0,760	2921	7,43	500	227	0,567	2917	7,29
500	227	1,144	2925	7,62	525	252	0,799	2972	7,53	525	252	0,597	2968	7,39
525	252	1,203	2975	7,72	550	277	0,839	3022	7,62	550	277	0,627	3020	7,48
550	277	1,262	3025	7,81	575	302	0,878	3073	7,71	575	302	0,657	3071	7,57
575	302	1,321	3076	7,90	600	327	0,917	3124	7,80	600	327	0,687	3122	7,66
600	327	1,379	3127	7,99	625	352	0,957	3176	7,88	625	352	0,716	3174	7,75
625	352	1,437	3178	8,07	650	377	0,996	3227	7,96	650	377	0,746	3226	7,83
650	377	1,495	3229	8,15	675	402	1,034	3279	8,04	675	402	0,775	3278	7,91
675	402	1,554	3281	8,23	700	427	1,073	3332	8,12	700	427	0,804	3330	7,98
700	427	1,612	3333	8,31	725	452	1,112	3384	8,19	725	452	0,833	3383	8,06
750	477	1,728	3438	8,45	775	502	1,190	3491	8,33	775	502	0,892	3490	8,20
800	527	1,844	3545	8,59	825	552	1,267	3599	8,47	825	552	0,950	3598	8,33
850	577	1,959	3654	8,72	875	602	1,344	3708	8,60	875	602	1,008	3707	8,46
900	627	2,075	3764	8,85	925	652	1,421	3819	8,72	925	652	1,066	3819	8,59
950	677	2,191	3876	8,97	975	702	1,499	3932	8,84	975	702	1,124	3932	8,71
1000	727	2,306	3990	9,08	1025	752	1,576	4047	8,95	1025	752	1,182	4047	8,82
1050	777	2,422	4106	9,20	1075	802	1,653	4164	9,06	1075	802	1,239	4163	8,93
1100	827	2,538	4223	9,31	1125	852	1,730	4282	9,17	1125	852	1,297	4281	9,04
1150	877	2,653	4342	9,41	1175	902	1,807	4402	9,28	1175	902	1,355	4401	9,14
1200	927	2,769	4463	9,51	1225	952	1,884	4523	9,38	1225	952	1,413	4523	9,24
1250	977	2,884	4585	9,61	1275	1002	1,961	4647	9,48	1275	1002	1,471	4646	9,34
1300	1027	3,000	4709	9,71	1325	1052	2,038	4771	9,57	1325	1052	1,529	4771	9,44
1350	1077	3,115	4835	9,81	1375	1102	2,115	4898	9,67	1375	1102	1,586	4898	9,53
1400	1127	3,230	4962	9,90	1425	1152	2,192	5026	9,76	1425	1152	1,644	5025	9,62
1450	1177	3,346	5090	9,99	1475	1202	2,269	5155	9,85	1475	1202	1,702	5155	9,71
1500	1227	3,461	5220	10,08	1525	1252	2,346	5286	9,93	1525	1252	1,760	5286	9,80
1550	1277	3,577	5352	10,16	1575	1302	2,423	5418	10,02	1575	1302	1,817	5418	9,89
1600	1327	3,692	5485	10,25	1625	1352	2,500	5551	10,10	1625	1352	1,875	5551	9,97

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	500	(kPa)			P	600	(kPa)			P	700	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
425,0	151,83	0,375	2748	6,82	432,0	158,83	0,316	2756	6,76	438,1	164,95	0,273	2763	6,71
450	177	0,401	2805	6,95	450	177	0,332	2799	6,86	450	177	0,282	2792	6,77
475	202	0,427	2860	7,07	475	202	0,354	2855	6,98	475	202	0,301	2849	6,90
500	227	0,452	2913	7,18	500	227	0,375	2909	7,09	500	227	0,320	2904	7,01
525	252	0,476	2965	7,28	525	252	0,395	2961	7,19	525	252	0,338	2958	7,11
550	277	0,500	3017	7,38	550	277	0,416	3014	7,29	550	277	0,355	3011	7,21
575	302	0,524	3068	7,47	575	302	0,436	3066	7,38	575	302	0,373	3063	7,31
600	327	0,548	3120	7,56	600	327	0,456	3118	7,47	600	327	0,390	3116	7,40
625	352	0,572	3172	7,64	625	352	0,476	3170	7,55	625	352	0,407	3168	7,48
650	377	0,596	3224	7,72	650	377	0,496	3222	7,64	650	377	0,424	3220	7,56
675	402	0,619	3276	7,80	675	402	0,515	3275	7,72	675	402	0,441	3273	7,64
700	427	0,643	3329	7,88	700	427	0,535	3327	7,79	700	427	0,458	3326	7,72
725	452	0,666	3382	7,95	725	452	0,554	3380	7,87	725	452	0,475	3379	7,79
750	477	0,689	3435	8,02	750	477	0,574	3434	7,94	750	477	0,492	3433	7,87
800	527	0,736	3542	8,16	800	527	0,613	3541	8,08	800	527	0,525	3540	8,01
850	577	0,783	3651	8,30	850	577	0,652	3651	8,21	850	577	0,558	3650	8,14
900	627	0,829	3762	8,42	900	627	0,691	3761	8,34	900	627	0,592	3761	8,27
950	677	0,875	3874	8,54	950	677	0,729	3874	8,46	950	677	0,625	3873	8,39
1000	727	0,922	3988	8,66	1000	727	0,768	3988	8,58	1000	727	0,658	3987	8,50
1050	777	0,968	4104	8,77	1050	777	0,807	4104	8,69	1050	777	0,691	4103	8,62
1100	827	1,015	4222	8,88	1100	827	0,845	4221	8,80	1100	827	0,724	4221	8,73
1150	877	1,061	4341	8,99	1150	877	0,884	4340	8,90	1150	877	0,758	4340	8,83
1200	927	1,107	4462	9,09	1200	927	0,923	4461	9,01	1200	927	0,791	4461	8,94
1250	977	1,153	4584	9,19	1250	977	0,961	4584	9,11	1250	977	0,824	4584	9,04
1300	1027	1,200	4708	9,29	1300	1027	1,000	4708	9,20	1300	1027	0,857	4708	9,13
1350	1077	1,246	4834	9,38	1350	1077	1,038	4834	9,30	1350	1077	0,890	4833	9,23
1400	1127	1,292	4961	9,48	1400	1127	1,077	4961	9,39	1400	1127	0,923	4961	9,32
1450	1177	1,338	5090	9,57	1450	1177	1,115	5090	9,48	1450	1177	0,956	5089	9,41
1500	1227	1,385	5220	9,65	1500	1227	1,154	5220	9,57	1500	1227	0,989	5219	9,50
1550	1277	1,431	5351	9,74	1550	1277	1,192	5351	9,66	1550	1277	1,022	5351	9,58
1600	1327	1,477	5484	9,82	1600	1327	1,231	5484	9,74	1600	1327	1,055	5484	9,67
1650	1377	1,523	5618	9,91	1650	1377	1,269	5618	9,82	1650	1377	1,088	5618	9,75

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	800	(kPa)			P	900	(kPa)			P	1000	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
443,6	170,41	0,240	2768	6,66	448,5	175,35	0,215	2773	6,62	453,0	179,88	0,194	2777	6,59
450	177	0,245	2785	6,70	475	202	0,232	2838	6,76	475	202	0,207	2833	6,70
475	202	0,262	2844	6,83	500	227	0,246	2896	6,88	500	227	0,221	2891	6,82
500	227	0,278	2900	6,94	525	252	0,261	2951	6,99	525	252	0,234	2947	6,93
525	252	0,294	2954	7,05	550	277	0,275	3005	7,09	550	277	0,246	3002	7,04
550	277	0,310	3008	7,15	575	302	0,288	3058	7,18	575	302	0,259	3056	7,13
575	302	0,325	3061	7,24	600	327	0,302	3111	7,27	600	327	0,271	3109	7,22
600	327	0,340	3113	7,33	625	352	0,315	3164	7,36	625	352	0,283	3162	7,31
625	352	0,356	3166	7,42	650	377	0,329	3217	7,44	650	377	0,295	3215	7,39
650	377	0,370	3219	7,50	675	402	0,342	3270	7,52	675	402	0,307	3268	7,47
675	402	0,385	3272	7,58	700	427	0,355	3323	7,60	700	427	0,319	3322	7,55
700	427	0,400	3325	7,66	725	452	0,369	3377	7,68	725	452	0,331	3375	7,63
725	452	0,415	3378	7,73	750	477	0,382	3430	7,75	750	477	0,343	3429	7,70
750	477	0,430	3431	7,80	775	502	0,395	3484	7,82	775	502	0,355	3483	7,77
800	527	0,459	3539	7,94	825	552	0,421	3593	7,96	825	552	0,379	3592	7,91
850	577	0,488	3649	8,08	875	602	0,447	3703	8,09	875	602	0,402	3703	8,04
900	627	0,518	3760	8,20	925	652	0,473	3815	8,21	925	652	0,425	3815	8,16
950	677	0,547	3873	8,32	975	702	0,499	3929	8,33	975	702	0,449	3928	8,28
1000	727	0,576	3987	8,44	1025	752	0,525	4044	8,44	1025	752	0,472	4044	8,40
1050	777	0,605	4103	8,55	1075	802	0,550	4161	8,56	1075	802	0,495	4160	8,51
1100	827	0,634	4220	8,66	1125	852	0,576	4279	8,66	1125	852	0,518	4279	8,61
1150	877	0,663	4340	8,77	1175	902	0,602	4400	8,77	1175	902	0,542	4399	8,72
1200	927	0,692	4461	8,87	1225	952	0,628	4521	8,87	1225	952	0,565	4521	8,82
1250	977	0,721	4583	8,97	1275	1002	0,653	4645	8,97	1275	1002	0,588	4645	8,92
1300	1027	0,750	4707	9,07	1325	1052	0,679	4770	9,06	1325	1052	0,611	4770	9,02
1350	1077	0,779	4833	9,17	1375	1102	0,705	4896	9,16	1375	1102	0,634	4896	9,11
1400	1127	0,808	4960	9,26	1425	1152	0,731	5024	9,25	1425	1152	0,658	5024	9,20
1450	1177	0,836	5089	9,35	1475	1202	0,756	5154	9,34	1475	1202	0,681	5154	9,29
1500	1227	0,865	5219	9,44	1525	1252	0,782	5285	9,43	1525	1252	0,704	5285	9,38
1550	1277	0,894	5351	9,52	1575	1302	0,808	5417	9,51	1575	1302	0,727	5417	9,46
1600	1327	0,923	5484	9,61	1625	1352	0,833	5550	9,59	1625	1352	0,750	5550	9,55
1650	1377	0,952	5618	9,69	1675	1402	0,859	5685	9,68	1675	1402	0,773	5685	9,63

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	1500	(kPa)			P	2000	(kPa)			P	2500	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
471,4	198,29	0,132	2791	6,44	485,5	212,38	0,100	2798	6,34	497,1	223,95	0,080	2802	6,26
500	227	0,143	2868	6,60	500	227	0,104	2841	6,43	525	252	0,088	2886	6,42
525	252	0,153	2928	6,72	525	252	0,112	2908	6,56	550	277	0,094	2952	6,54
550	277	0,162	2986	6,83	550	277	0,119	2970	6,67	575	302	0,099	3014	6,65
575	302	0,170	3042	6,93	575	302	0,126	3028	6,78	600	327	0,105	3073	6,75
600	327	0,179	3097	7,02	600	327	0,133	3086	6,87	625	352	0,110	3131	6,85
625	352	0,187	3152	7,11	625	352	0,139	3142	6,96	650	377	0,115	3188	6,94
650	377	0,195	3206	7,20	650	377	0,145	3197	7,05	675	402	0,120	3244	7,02
675	402	0,204	3260	7,28	675	402	0,152	3252	7,14	700	427	0,126	3300	7,10
700	427	0,212	3315	7,36	700	427	0,158	3307	7,22	725	452	0,131	3356	7,18
725	452	0,220	3369	7,43	725	452	0,164	3362	7,29	750	477	0,135	3411	7,26
750	477	0,228	3423	7,51	750	477	0,170	3417	7,37	775	502	0,140	3467	7,33
775	502	0,236	3478	7,58	775	502	0,176	3472	7,44	800	527	0,145	3523	7,40
800	527	0,244	3533	7,65	800	527	0,182	3528	7,51	825	552	0,150	3578	7,47
850	577	0,259	3643	7,78	850	577	0,194	3639	7,64	875	602	0,160	3691	7,60
900	627	0,275	3755	7,91	900	627	0,206	3751	7,77	925	652	0,169	3805	7,73
950	677	0,291	3868	8,03	950	677	0,218	3865	7,90	975	702	0,179	3919	7,85
1000	727	0,307	3983	8,15	1000	727	0,230	3980	8,01	1025	752	0,188	4036	7,97
1050	777	0,322	4099	8,26	1050	777	0,241	4097	8,13	1075	802	0,198	4154	8,08
1100	827	0,338	4217	8,37	1100	827	0,253	4215	8,24	1125	852	0,207	4273	8,19
1150	877	0,353	4337	8,48	1150	877	0,265	4335	8,34	1175	902	0,216	4394	8,29
1200	927	0,369	4458	8,58	1200	927	0,276	4457	8,45	1225	952	0,226	4516	8,39
1250	977	0,384	4581	8,68	1250	977	0,288	4580	8,55	1275	1002	0,235	4640	8,49
1300	1027	0,400	4705	8,78	1300	1027	0,300	4704	8,65	1325	1052	0,244	4766	8,59
1350	1077	0,415	4831	8,87	1350	1077	0,311	4830	8,74	1375	1102	0,254	4893	8,68
1400	1127	0,431	4959	8,97	1400	1127	0,323	4958	8,83	1425	1152	0,263	5021	8,78
1450	1177	0,446	5088	9,06	1450	1177	0,335	5087	8,92	1475	1202	0,272	5151	8,87
1500	1227	0,461	5218	9,15	1500	1227	0,346	5217	9,01	1525	1252	0,282	5282	8,95
1550	1277	0,477	5350	9,23	1550	1277	0,358	5349	9,10	1575	1302	0,291	5414	9,04
1600	1327	0,492	5483	9,32	1600	1327	0,369	5482	9,18	1625	1352	0,300	5548	9,12
1650	1377	0,508	5617	9,40	1650	1377	0,381	5616	9,27	1675	1402	0,309	5683	9,20
1700	1427	0,523	5752	9,48	1700	1427	0,392	5752	9,35	1725	1452	0,319	5819	9,28

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	3000	(kPa)			P	3500	(kPa)			P	4000	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
507,0	233,85	0,067	2803	6,19	515,7	242,56	0,057	2803	6,12	523,5	250,35	0,050	2801	6,07
525	252	0,071	2862	6,30	525	252	0,059	2836	6,19	550	277	0,055	2893	6,24
550	277	0,077	2934	6,43	550	277	0,064	2914	6,33	575	302	0,059	2967	6,37
575	302	0,082	2999	6,55	575	302	0,069	2983	6,46	600	327	0,063	3034	6,49
600	327	0,086	3061	6,65	600	327	0,073	3048	6,57	625	352	0,067	3098	6,59
625	352	0,091	3120	6,75	625	352	0,077	3109	6,67	650	377	0,070	3159	6,69
650	377	0,095	3179	6,84	650	377	0,081	3169	6,76	675	402	0,074	3219	6,78
675	402	0,100	3236	6,93	675	402	0,085	3227	6,85	700	427	0,077	3277	6,86
700	427	0,104	3293	7,01	700	427	0,089	3285	6,93	725	452	0,080	3335	6,94
725	452	0,108	3349	7,09	725	452	0,092	3342	7,01	750	477	0,084	3393	7,02
750	477	0,112	3405	7,17	750	477	0,096	3399	7,09	775	502	0,087	3450	7,10
775	502	0,116	3461	7,24	775	502	0,099	3456	7,16	800	527	0,090	3507	7,17
800	527	0,121	3518	7,31	800	527	0,103	3513	7,24	825	552	0,093	3565	7,24
825	552	0,125	3574	7,38	825	552	0,107	3569	7,31	850	577	0,096	3622	7,31
875	602	0,133	3687	7,52	875	602	0,114	3683	7,44	900	627	0,102	3737	7,44
925	652	0,141	3801	7,64	925	652	0,120	3798	7,57	950	677	0,108	3852	7,57
975	702	0,149	3917	7,76	975	702	0,127	3914	7,69	1000	727	0,114	3969	7,69
1025	752	0,157	4033	7,88	1025	752	0,134	4031	7,81	1050	777	0,120	4087	7,80
1075	802	0,164	4151	7,99	1075	802	0,141	4149	7,92	1100	827	0,126	4207	7,91
1125	852	0,172	4271	8,10	1125	852	0,148	4269	8,03	1150	877	0,132	4327	8,02
1175	902	0,180	4392	8,21	1175	902	0,154	4390	8,13	1200	927	0,138	4450	8,12
1225	952	0,188	4515	8,31	1225	952	0,161	4513	8,24	1250	977	0,144	4573	8,22
1275	1002	0,196	4639	8,41	1275	1002	0,168	4637	8,34	1300	1027	0,150	4699	8,32
1325	1052	0,204	4764	8,50	1325	1052	0,174	4763	8,43	1350	1077	0,156	4825	8,42
1375	1102	0,211	4891	8,60	1375	1102	0,181	4890	8,53	1400	1127	0,161	4953	8,51
1425	1152	0,219	5020	8,69	1425	1152	0,188	5019	8,62	1450	1177	0,167	5083	8,60
1475	1202	0,227	5150	8,78	1475	1202	0,194	5149	8,71	1500	1227	0,173	5214	8,69
1525	1252	0,235	5281	8,87	1525	1252	0,201	5280	8,80	1550	1277	0,179	5346	8,78
1575	1302	0,242	5414	8,95	1575	1302	0,208	5413	8,88	1600	1327	0,185	5479	8,86
1625	1352	0,250	5547	9,04	1625	1352	0,214	5547	8,97	1650	1377	0,191	5614	8,94
1675	1402	0,258	5683	9,12	1675	1402	0,221	5682	9,05	1700	1427	0,196	5749	9,03
1725	1452	0,266	5819	9,20	1725	1452	0,228	5818	9,13	1750	1477	0,202	5886	9,10

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	4500	(kPa)			P	5000	(kPa)			P	6000	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
530,6	257,44	0,0441	2798	6,02	537,1	263,94	0,039	2794	5,97	548,7	275,58	0,032	2785	5,89
550	277	0,0477	2871	6,15	550	277	0,042	2846	6,07	575	302	0,036	2892	6,08
575	302	0,0517	2950	6,29	575	302	0,046	2932	6,22	600	327	0,040	2975	6,22
600	327	0,0553	3020	6,42	600	327	0,049	3006	6,35	625	352	0,042	3049	6,34
625	352	0,0587	3086	6,52	625	352	0,052	3074	6,46	650	377	0,045	3118	6,45
650	377	0,0619	3149	6,62	650	377	0,055	3139	6,56	675	402	0,048	3183	6,55
675	402	0,0650	3210	6,71	675	402	0,058	3201	6,66	700	427	0,050	3246	6,64
700	427	0,0680	3270	6,80	700	427	0,061	3262	6,74	725	452	0,052	3307	6,73
725	452	0,0710	3329	6,88	725	452	0,064	3322	6,83	750	477	0,055	3368	6,81
750	477	0,0739	3387	6,96	750	477	0,066	3381	6,91	775	502	0,057	3428	6,89
775	502	0,0767	3445	7,04	775	502	0,069	3439	6,98	800	527	0,059	3487	6,96
800	527	0,0796	3502	7,11	800	527	0,071	3497	7,06	825	552	0,061	3546	7,04
825	552	0,0823	3560	7,18	825	552	0,074	3555	7,13	850	577	0,063	3604	7,11
850	577	0,0851	3617	7,25	850	577	0,076	3613	7,20	875	602	0,065	3663	7,17
900	627	0,0906	3733	7,38	900	627	0,081	3729	7,33	925	652	0,070	3781	7,30
950	677	0,0960	3849	7,51	950	677	0,086	3846	7,46	975	702	0,074	3899	7,43
1000	727	0,1014	3966	7,63	1000	727	0,091	3964	7,58	1025	752	0,078	4018	7,55
1050	777	0,1067	4085	7,74	1050	777	0,096	4082	7,69	1075	802	0,082	4138	7,66
1100	827	0,1120	4204	7,86	1100	827	0,101	4202	7,81	1125	852	0,086	4259	7,77
1150	877	0,1173	4326	7,96	1150	877	0,105	4324	7,91	1175	902	0,090	4381	7,88
1200	927	0,1225	4448	8,07	1200	927	0,110	4446	8,02	1225	952	0,094	4505	7,98
1250	977	0,1278	4572	8,17	1250	977	0,115	4570	8,12	1275	1002	0,098	4630	8,08
1300	1027	0,1330	4697	8,27	1300	1027	0,120	4696	8,22	1325	1052	0,102	4757	8,18
1350	1077	0,1382	4824	8,36	1350	1077	0,124	4823	8,31	1375	1102	0,106	4884	8,27
1400	1127	0,1434	4952	8,46	1400	1127	0,129	4951	8,41	1425	1152	0,109	5014	8,37
1450	1177	0,1486	5082	8,55	1450	1177	0,134	5081	8,50	1475	1202	0,113	5144	8,46
1500	1227	0,1538	5213	8,64	1500	1227	0,138	5212	8,59	1525	1252	0,117	5276	8,54
1550	1277	0,1590	5345	8,72	1550	1277	0,143	5344	8,67	1575	1302	0,121	5409	8,63
1600	1327	0,1642	5478	8,81	1600	1327	0,148	5478	8,76	1625	1352	0,125	5543	8,71
1650	1377	0,1694	5613	8,89	1650	1377	0,152	5612	8,84	1675	1402	0,129	5679	8,80
1700	1427	0,1745	5749	8,97	1700	1427	0,157	5748	8,92	1725	1452	0,133	5815	8,88
1750	1477	0,1797	5886	9,05	1750	1477	0,162	5885	9,00	1775	1502	0,137	5953	8,96

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	7000	(kPa)			P	8000	(kPa)			P	9000	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
559,0	285,83	0,0274	2773	5,81	568,2	295,01	0,0235	2759	5,74	576,5	303,34	0,0205	2743	5,68
575	302	0,0297	2848	5,95	575	302	0,0245	2796	5,81	600	327	0,0235	2865	5,89
600	327	0,0328	2942	6,11	600	327	0,0276	2906	6,00	625	352	0,0260	2964	6,05
625	352	0,0354	3023	6,24	625	352	0,0302	2994	6,14	650	377	0,0281	3048	6,18
650	377	0,0379	3096	6,35	650	377	0,0324	3072	6,26	675	402	0,0301	3124	6,30
675	402	0,0401	3164	6,46	675	402	0,0345	3145	6,37	700	427	0,0319	3195	6,40
700	427	0,0423	3230	6,55	700	427	0,0365	3213	6,47	725	452	0,0336	3263	6,49
725	452	0,0443	3293	6,64	725	452	0,0383	3278	6,56	750	477	0,0353	3328	6,58
750	477	0,0463	3355	6,73	750	477	0,0401	3342	6,65	775	502	0,0369	3392	6,67
775	502	0,0483	3416	6,81	775	502	0,0419	3404	6,73	800	527	0,0385	3455	6,75
800	527	0,0502	3476	6,88	800	527	0,0436	3466	6,81	825	552	0,0400	3517	6,82
825	552	0,0521	3536	6,96	825	552	0,0453	3526	6,89	850	577	0,0415	3578	6,90
850	577	0,0540	3596	7,03	850	577	0,0470	3587	6,96	875	602	0,0430	3639	6,97
875	602	0,0558	3655	7,10	875	602	0,0486	3647	7,03	900	627	0,0444	3699	7,03
925	652	0,0594	3774	7,23	925	652	0,0518	3767	7,16	950	677	0,0473	3820	7,16
975	702	0,0630	3893	7,35	975	702	0,0549	3887	7,29	1000	727	0,0501	3941	7,29
1025	752	0,0665	4012	7,47	1025	752	0,0581	4007	7,41	1050	777	0,0529	4063	7,41
1075	802	0,0700	4133	7,59	1075	802	0,0611	4128	7,52	1100	827	0,0556	4185	7,52
1125	852	0,0734	4255	7,70	1125	852	0,0642	4251	7,63	1150	877	0,0583	4308	7,63
1175	902	0,0769	4378	7,81	1175	902	0,0672	4374	7,74	1200	927	0,0610	4433	7,74
1225	952	0,0803	4502	7,91	1225	952	0,0702	4498	7,84	1250	977	0,0637	4558	7,84
1275	1002	0,0837	4627	8,01	1275	1002	0,0732	4624	7,95	1300	1027	0,0663	4685	7,94
1325	1052	0,0871	4754	8,11	1325	1052	0,0762	4751	8,04	1350	1077	0,0690	4813	8,04
1375	1102	0,0905	4882	8,20	1375	1102	0,0791	4880	8,14	1400	1127	0,0716	4942	8,13
1425	1152	0,0938	5012	8,29	1425	1152	0,0821	5009	8,23	1450	1177	0,0743	5073	8,22
1475	1202	0,0972	5142	8,38	1475	1202	0,0850	5140	8,32	1500	1227	0,0769	5205	8,31
1525	1252	0,1006	5274	8,47	1525	1252	0,0880	5273	8,41	1550	1277	0,0795	5338	8,40
1575	1302	0,1039	5408	8,56	1575	1302	0,0909	5406	8,50	1600	1327	0,0821	5472	8,48
1625	1352	0,1072	5542	8,64	1625	1352	0,0939	5541	8,58	1650	1377	0,0847	5607	8,57
1675	1402	0,1106	5678	8,72	1675	1402	0,0968	5676	8,66	1700	1427	0,0874	5743	8,65
1725	1452	0,1139	5814	8,80	1725	1452	0,0997	5813	8,74	1750	1477	0,0900	5881	8,73
1775	1502	0,1173	5952	8,88	1775	1502	0,1026	5951	8,82	1800	1527	0,0926	6019	8,81

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	10000	(kPa)			P	12000	(kPa)			P	14000	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
584,1	311,00	0,0180	2725	5,62	597,8	324,68	0,0143	2685	5,49	609,8	336,67	0,0115	2638	5,37
600	327	0,0201	2820	5,78	625	352	0,0174	2857	5,78	625	352	0,0134	2766	5,58
625	352	0,0226	2931	5,96	650	377	0,0195	2967	5,95	650	377	0,0156	2904	5,80
650	377	0,0247	3023	6,10	675	402	0,0212	3058	6,09	675	402	0,0174	3010	5,96
675	402	0,0266	3103	6,22	700	427	0,0228	3140	6,20	700	427	0,0189	3100	6,09
700	427	0,0283	3177	6,33	725	452	0,0243	3215	6,31	725	452	0,0202	3181	6,20
725	452	0,0299	3247	6,43	750	477	0,0256	3287	6,41	750	477	0,0214	3257	6,31
750	477	0,0314	3315	6,52	775	502	0,0269	3355	6,50	775	502	0,0226	3329	6,40
775	502	0,0329	3380	6,61	800	527	0,0282	3421	6,58	800	527	0,0238	3399	6,49
800	527	0,0344	3444	6,69	825	552	0,0294	3486	6,66	825	552	0,0248	3466	6,57
825	552	0,0358	3507	6,76	850	577	0,0306	3550	6,74	850	577	0,0259	3532	6,65
850	577	0,0371	3569	6,84	875	602	0,0317	3614	6,81	875	602	0,0269	3597	6,72
875	602	0,0385	3630	6,91	900	627	0,0329	3676	6,88	900	627	0,0279	3661	6,80
900	627	0,0398	3692	6,98	925	652	0,0340	3738	6,95	925	652	0,0289	3724	6,87
950	677	0,0424	3814	7,11	975	702	0,0362	3862	7,08	975	702	0,0308	3850	7,00
1000	727	0,0450	3935	7,24	1025	752	0,0383	3986	7,20	1025	752	0,0327	3975	7,12
1050	777	0,0475	4058	7,35	1075	802	0,0405	4110	7,32	1075	802	0,0345	4100	7,24
1100	827	0,0500	4181	7,47	1125	852	0,0425	4234	7,43	1125	852	0,0364	4226	7,36
1150	877	0,0524	4304	7,58	1175	902	0,0446	4359	7,54	1175	902	0,0381	4352	7,47
1200	927	0,0549	4429	7,69	1225	952	0,0466	4485	7,65	1225	952	0,0399	4479	7,57
1250	977	0,0573	4555	7,79	1275	1002	0,0487	4613	7,75	1275	1002	0,0417	4607	7,68
1300	1027	0,0597	4682	7,89	1325	1052	0,0507	4741	7,85	1325	1052	0,0434	4736	7,77
1350	1077	0,0621	4810	7,98	1375	1102	0,0527	4870	7,95	1375	1102	0,0451	4866	7,87
1400	1127	0,0645	4940	8,08	1425	1152	0,0547	5001	8,04	1425	1152	0,0469	4997	7,96
1450	1177	0,0668	5071	8,17	1475	1202	0,0567	5133	8,13	1475	1202	0,0486	5129	8,06
1500	1227	0,0692	5203	8,26	1525	1252	0,0587	5266	8,22	1525	1252	0,0503	5262	8,14
1550	1277	0,0716	5336	8,35	1575	1302	0,0606	5400	8,30	1575	1302	0,0520	5397	8,23
1600	1327	0,0739	5470	8,43	1625	1352	0,0626	5535	8,39	1625	1352	0,0537	5532	8,32
1650	1377	0,0763	5606	8,52	1675	1402	0,0646	5671	8,47	1675	1402	0,0554	5669	8,40
1700	1427	0,0786	5742	8,60	1725	1452	0,0665	5809	8,55	1725	1452	0,0571	5806	8,48
1750	1477	0,0810	5880	8,68	1775	1502	0,0685	5947	8,63	1775	1502	0,0587	5945	8,56
1800	1527	0,0833	6018	8,76	1825	1552	0,0705	6086	8,71	1825	1552	0,0604	6085	8,64

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	16000	(kPa)			P	18000	(kPa)			P	20000	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
620,5	347,35	0,0093	2581	5,25	630,1	356,99	0,0075	2510	5,11	638,9	365,75	0,006	2412	4,93
650	377	0,0126	2830	5,64	650	377	0,0101	2742	5,47	650	377	0,008	2625	5,26
675	402	0,0144	2956	5,83	675	402	0,0120	2896	5,70	675	402	0,010	2828	5,57
700	427	0,0159	3057	5,98	700	427	0,0135	3011	5,87	700	427	0,012	2962	5,76
725	452	0,0171	3146	6,10	725	452	0,0147	3109	6,01	725	452	0,013	3069	5,91
750	477	0,0183	3227	6,21	750	477	0,0159	3195	6,12	750	477	0,014	3162	6,04
775	502	0,0194	3303	6,31	775	502	0,0169	3275	6,23	775	502	0,015	3247	6,15
800	527	0,0204	3375	6,40	800	527	0,0178	3351	6,33	800	527	0,016	3326	6,25
825	552	0,0214	3445	6,49	825	552	0,0188	3423	6,41	825	552	0,017	3402	6,35
850	577	0,0224	3513	6,57	850	577	0,0196	3494	6,50	850	577	0,017	3474	6,43
875	602	0,0233	3579	6,65	875	602	0,0205	3562	6,58	875	602	0,018	3544	6,51
900	627	0,0242	3645	6,72	900	627	0,0213	3629	6,65	900	627	0,019	3613	6,59
925	652	0,0251	3710	6,79	925	652	0,0221	3695	6,73	925	652	0,020	3680	6,66
950	677	0,0260	3774	6,86	950	677	0,0229	3760	6,80	950	677	0,020	3747	6,74
1000	727	0,0277	3901	6,99	1000	727	0,0244	3890	6,93	1000	727	0,022	3878	6,87
1050	777	0,0293	4028	7,12	1050	777	0,0259	4018	7,05	1050	777	0,023	4008	7,00
1100	827	0,0309	4154	7,23	1100	827	0,0274	4146	7,17	1100	827	0,025	4137	7,12
1150	877	0,0325	4281	7,35	1150	877	0,0288	4273	7,29	1150	877	0,026	4266	7,23
1200	927	0,0341	4409	7,45	1200	927	0,0302	4402	7,39	1200	927	0,027	4395	7,34
1250	977	0,0356	4537	7,56	1250	977	0,0316	4531	7,50	1250	977	0,028	4524	7,45
1300	1027	0,0372	4666	7,66	1300	1027	0,0330	4660	7,60	1300	1027	0,030	4655	7,55
1350	1077	0,0387	4796	7,76	1350	1077	0,0344	4791	7,70	1350	1077	0,031	4786	7,65
1400	1127	0,0402	4927	7,85	1400	1127	0,0358	4922	7,80	1400	1127	0,032	4918	7,74
1450	1177	0,0417	5059	7,95	1450	1177	0,0371	5055	7,89	1450	1177	0,033	5051	7,84
1500	1227	0,0433	5192	8,04	1500	1227	0,0384	5188	7,98	1500	1227	0,035	5185	7,93
1550	1277	0,0448	5326	8,12	1550	1277	0,0398	5323	8,07	1550	1277	0,036	5320	8,02
1600	1327	0,0462	5462	8,21	1600	1327	0,0411	5459	8,15	1600	1327	0,037	5456	8,10
1650	1377	0,0477	5598	8,29	1650	1377	0,0424	5595	8,24	1650	1377	0,038	5593	8,19
1700	1427	0,0492	5735	8,38	1700	1427	0,0438	5733	8,32	1700	1427	0,039	5731	8,27
1750	1477	0,0507	5874	8,46	1750	1477	0,0451	5871	8,40	1750	1477	0,041	5869	8,35
1800	1527	0,0522	6013	8,53	1800	1527	0,0464	6011	8,48	1800	1527	0,042	6009	8,43
1850	1577	0,0536	6153	8,61	1850	1577	0,0477	6151	8,56	1850	1577	0,043	6150	8,51

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	25000	(kPa)			P	30000	(kPa)			P	35000	(kPa)		
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s	T	T	v	h	s
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK
650	377	0,0020	1876	4,08	650	373,95	0,0018	1808	3,96	650	373,95	0,0017	1776	3,89
675	402	0,0062	2602	5,17	675	401,85	0,0030	2202	4,55	675	401,85	0,0022	2011	4,25
700	427	0,0080	2817	5,49	700	426,85	0,0054	2631	5,18	700	426,85	0,0036	2402	4,82
725	452	0,0093	2960	5,69	725	451,85	0,0068	2833	5,46	725	451,85	0,0050	2687	5,22
750	477	0,0103	3074	5,84	750	476,85	0,0079	2976	5,65	750	476,85	0,0061	2869	5,46
775	502	0,0112	3173	5,97	775	501,85	0,0088	3093	5,81	775	501,85	0,0070	3007	5,65
800	527	0,0120	3262	6,09	800	526,85	0,0095	3194	5,93	800	526,85	0,0077	3123	5,79
825	552	0,0128	3345	6,19	825	551,85	0,0102	3286	6,05	825	551,85	0,0084	3225	5,92
850	577	0,0135	3424	6,28	850	576,85	0,0109	3372	6,15	850	576,85	0,0090	3318	6,03
875	602	0,0142	3499	6,37	875	601,85	0,0115	3453	6,24	875	601,85	0,0096	3405	6,13
900	627	0,0148	3572	6,45	900	626,85	0,0121	3530	6,33	900	626,85	0,0101	3488	6,22
925	652	0,0155	3643	6,53	925	651,85	0,0126	3605	6,41	925	651,85	0,0106	3566	6,31
950	677	0,0161	3712	6,60	950	676,85	0,0132	3678	6,49	950	676,85	0,0111	3643	6,39
975	702	0,0167	3781	6,68	975	701,85	0,0137	3749	6,57	975	701,85	0,0116	3717	6,47
1025	752	0,0178	3916	6,81	1025	751,85	0,0147	3889	6,70	1025	751,85	0,0125	3861	6,61
1075	802	0,0190	4049	6,94	1075	801,85	0,0157	4025	6,83	1075	801,85	0,0133	4001	6,75
1125	852	0,0201	4180	7,06	1125	851,85	0,0166	4160	6,96	1125	851,85	0,0141	4139	6,87
1175	902	0,0211	4312	7,17	1175	901,85	0,0175	4294	7,07	1175	901,85	0,0149	4276	6,99
1225	952	0,0222	4443	7,28	1225	951,85	0,0184	4427	7,18	1225	951,85	0,0157	4411	7,10
1275	1002	0,0232	4575	7,39	1275	1001,85	0,0193	4561	7,29	1275	1001,85	0,0165	4547	7,21
1325	1052	0,0242	4707	7,49	1325	1051,85	0,0201	4695	7,39	1325	1051,85	0,0172	4682	7,31
1375	1102	0,0252	4840	7,59	1375	1101,85	0,0210	4829	7,49	1375	1101,85	0,0180	4817	7,42
1425	1152	0,0262	4974	7,68	1425	1151,85	0,0218	4964	7,59	1425	1151,85	0,0187	4953	7,51
1475	1202	0,0272	5108	7,77	1475	1201,85	0,0227	5099	7,68	1475	1201,85	0,0194	5090	7,61
1525	1252	0,0282	5244	7,86	1525	1251,85	0,0235	5236	7,77	1525	1251,85	0,0201	5227	7,70
1575	1302	0,0292	5380	7,95	1575	1301,85	0,0243	5373	7,86	1575	1301,85	0,0209	5365	7,79
1625	1352	0,0301	5517	8,04	1625	1351,85	0,0251	5511	7,95	1625	1351,85	0,0216	5504	7,87
1675	1402	0,0311	5655	8,12	1675	1401,85	0,0259	5649	8,03	1675	1401,85	0,0223	5643	7,96
1725	1452	0,0321	5794	8,20	1725	1451,85	0,0267	5789	8,12	1725	1451,85	0,0230	5784	8,04
1775	1502	0,0330	5934	8,28	1775	1501,85	0,0276	5929	8,20	1775	1501,85	0,0237	5925	8,12
1825	1552	0,0340	6075	8,36	1825	1551,85	0,0284	6071	8,27	1825	1551,85	0,0243	6066	8,20
1875	1602	0,0349	6216	8,44	1875	1601,85	0,0292	6213	8,35	1875	1601,85	0,0250	6209	8,28

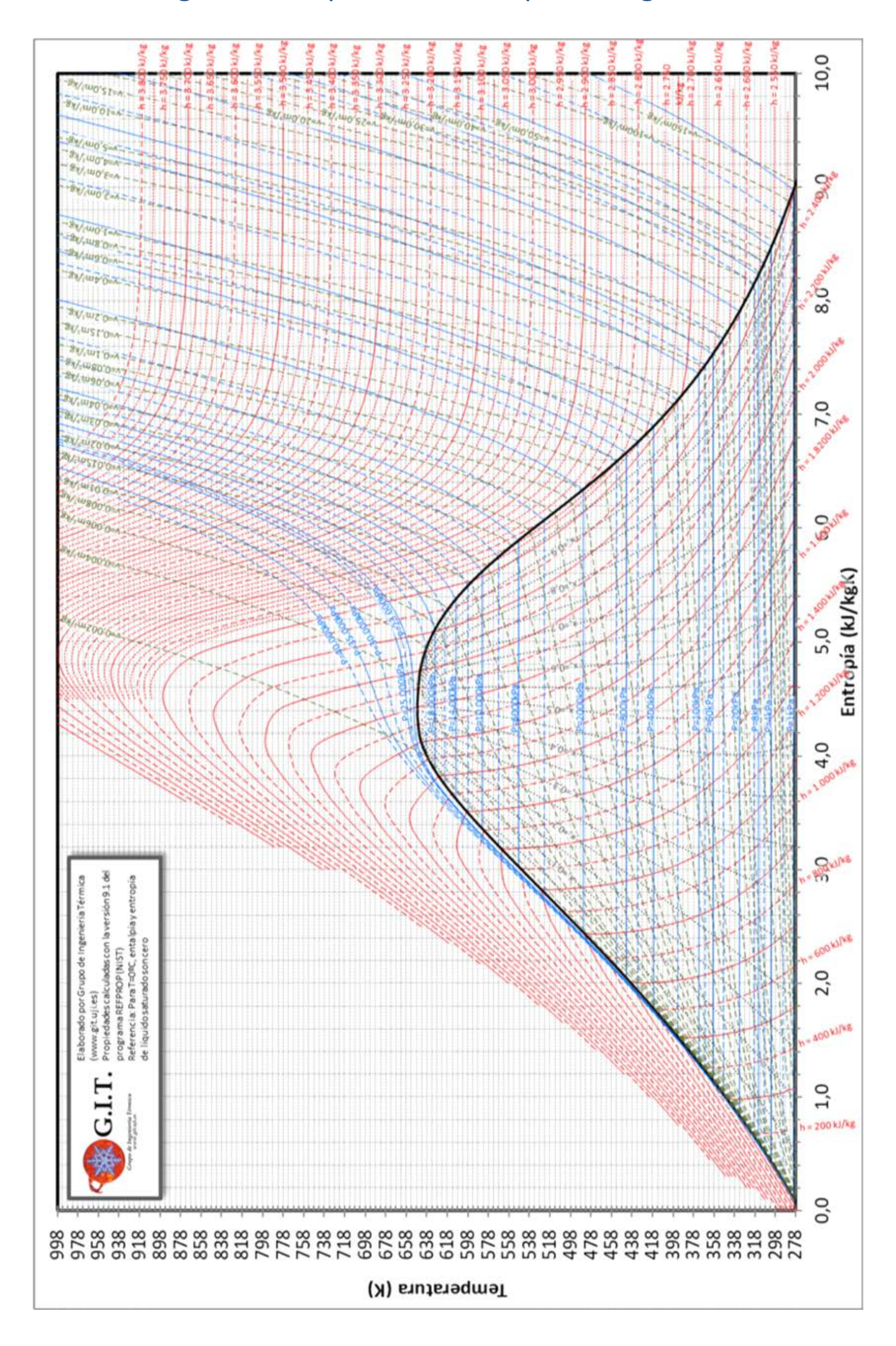
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP7.2 Tabla de vapor sobrecalentado (Cont.)

P	40000	(kPa)			P	45000	(kPa)							
T	T	v	h	s	T	T	v	h	s					
K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK	K	°C	m3/kg	kJ/kg	kJ/kgK					
650,0	373,95	0,0017	1755	3,85	650,0	373,95	0,0016	1740	3,81					
675,0	401,85	0,0019	1948	4,14	675,0	401,85	0,0018	1912	4,07					
700	426,85	0,0026	2223	4,54	700	426,85	0,0022	2129	4,39					
725	451,85	0,0038	2532	4,97	725	451,85	0,0030	2398	4,76					
750	476,85	0,0048	2754	5,27	750	476,85	0,0039	2639	5,09					
775	501,85	0,0057	2917	5,49	775	501,85	0,0047	2825	5,34					
800	526,85	0,0064	3049	5,66	800	526,85	0,0054	2974	5,52					
825	551,85	0,0070	3162	5,80	825	551,85	0,0060	3099	5,68					
850	576,85	0,0076	3264	5,92	850	576,85	0,0065	3209	5,81					
875	601,85	0,0081	3357	6,02	875	601,85	0,0070	3309	5,93					
900	626,85	0,0086	3445	6,12	900	626,85	0,0075	3401	6,03					
925	651,85	0,0091	3528	6,21	925	651,85	0,0079	3489	6,13					
950	676,85	0,0095	3607	6,30	950	676,85	0,0083	3572	6,22					
975	701,85	0,0100	3685	6,38	975	701,85	0,0087	3653	6,30					
1025	751,85	0,0108	3834	6,53	1025	751,85	0,0095	3807	6,45					
1075	801,85	0,0115	3978	6,67	1075	801,85	0,0102	3955	6,59					
1125	851,85	0,0123	4119	6,79	1125	851,85	0,0109	4098	6,72					
1175	901,85	0,0130	4258	6,91	1175	901,85	0,0115	4240	6,85					
1225	951,85	0,0137	4395	7,03	1225	951,85	0,0121	4380	6,96					
1275	1001,85	0,0144	4532	7,14	1275	1001,85	0,0128	4518	7,08					
1325	1051,85	0,0151	4669	7,24	1325	1051,85	0,0134	4657	7,18					
1375	1101,85	0,0157	4806	7,35	1375	1101,85	0,0140	4795	7,28					
1425	1151,85	0,0164	4943	7,44	1425	1151,85	0,0145	4933	7,38					
1475	1201,85	0,0170	5081	7,54	1475	1201,85	0,0151	5072	7,48					
1525	1251,85	0,0176	5219	7,63	1525	1251,85	0,0157	5211	7,57					
1575	1301,85	0,0183	5358	7,72	1575	1301,85	0,0162	5351	7,66					
1625	1351,85	0,0189	5497	7,81	1625	1351,85	0,0168	5491	7,75					
1675	1401,85	0,0195	5638	7,89	1675	1401,85	0,0174	5632	7,83					
1725	1451,85	0,0201	5778	7,98	1725	1451,85	0,0179	5773	7,92					
1775	1501,85	0,0207	5920	8,06	1775	1501,85	0,0185	5915	8,00					
1825	1551,85	0,0213	6062	8,14	1825	1551,85	0,0190	6058	8,08					
1875	1601,85	0,0219	6205	8,21	1875	1601,85	0,0195	6202	8,16					

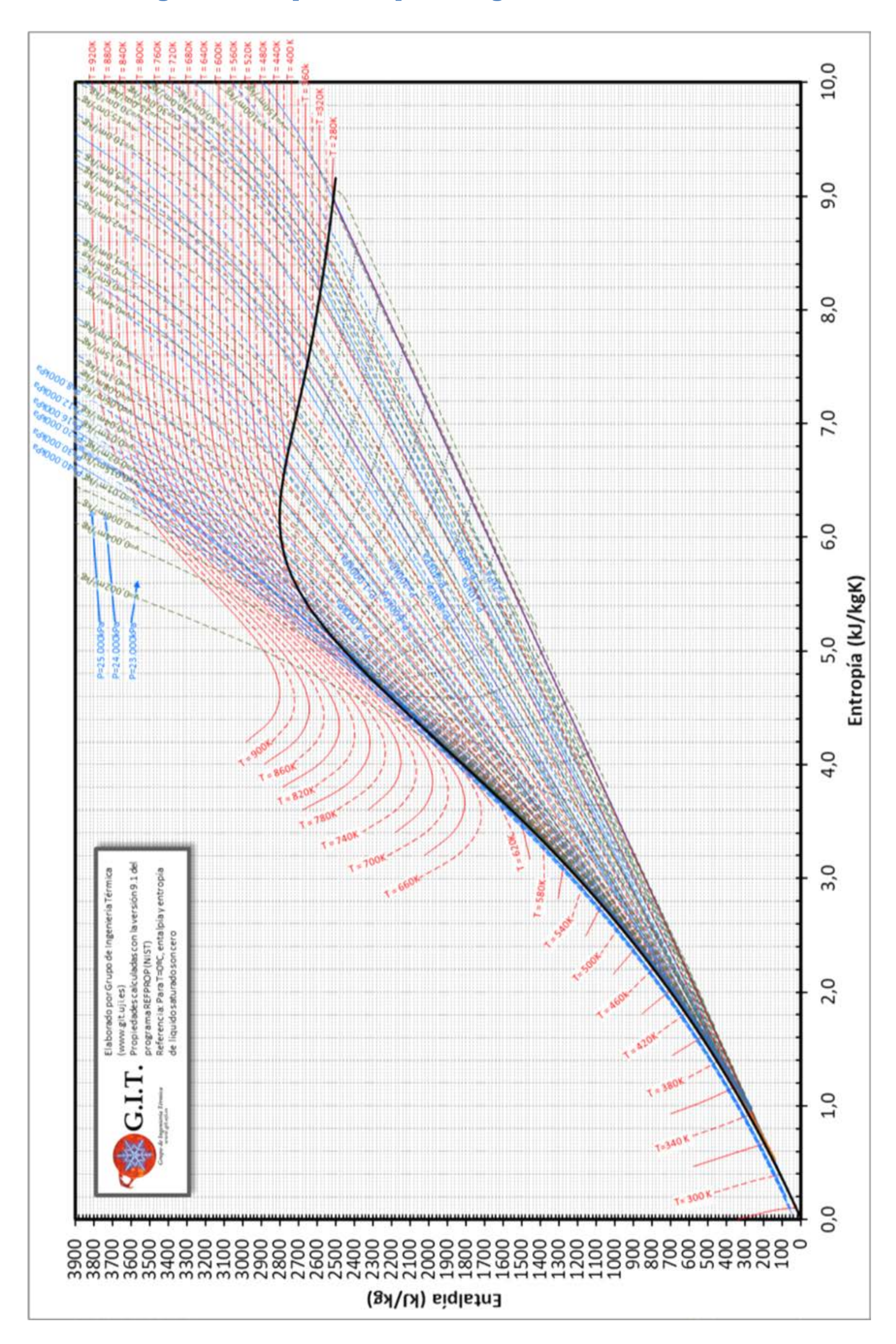
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.8. Diagrama Temperatura Entropía del Agua



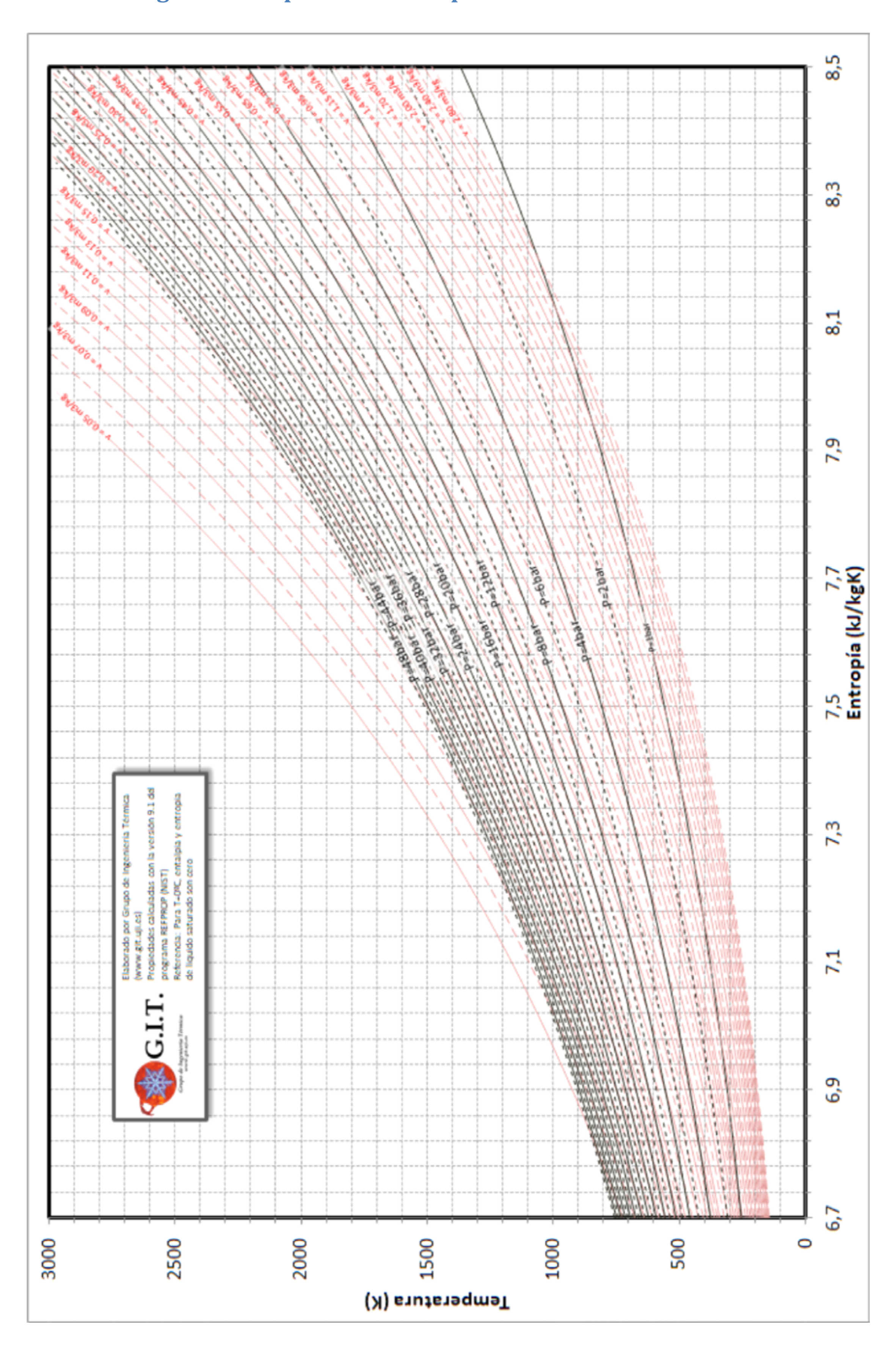
ISBN: 978-84-17900-01-4 — DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.9. Diagrama Entalpía Entropía del Agua



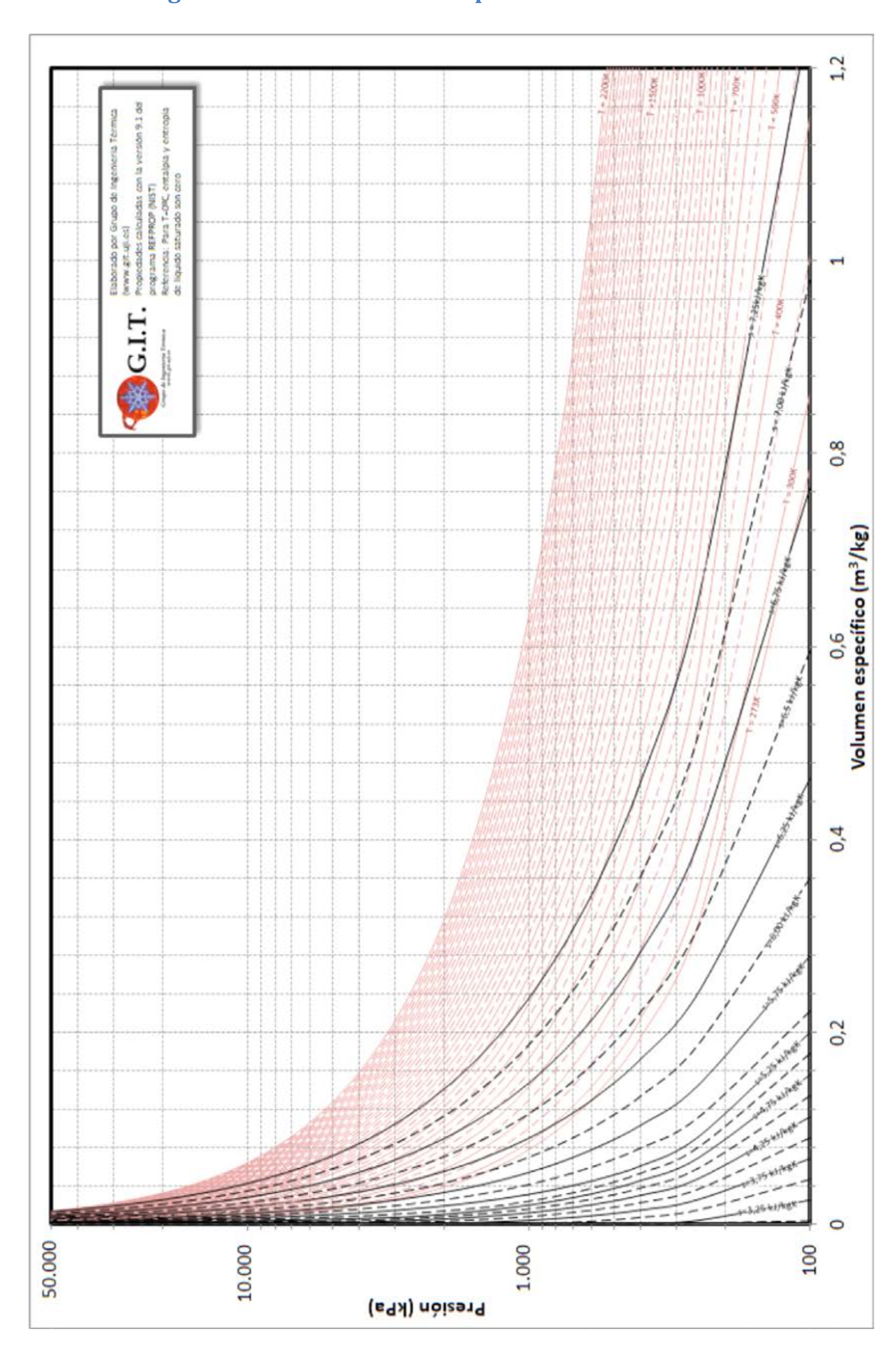
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.10. Diagrama Temperatura Entropía del Aire Seco



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.11. Diagrama Presión Volumen específico del Aire Seco



ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.12. Poder calorífico

Poderes caloríficos de las principales fuentes energéticas

http://www.idae.es/informacion – y – publicaciones/estudios – informes – y – estadisticas

Tipo de combustible		PCI (kWh/kg)	PCI (kJ/kg)	PCI (tep/t)	PCI (tep/miles de litros)	PCS (MJ/Nm^3)
Petroleo y productos petrolíferos	**Petroleo Crudo**	11,82	42.553	1,0190		
	Materias primas de refinería	11,08	39.881	0,9550		
	GLP	12,75	45.894	1,0990		
	Propano	12,83	46.200	1,1063		91,27
	Butano	12,44	44.780	1,0723		118,49
	Queroseno	11,91	42.888	1,0270	0,8244	
	Gasolina	12,19	43.890	1,0510	0,7752	
	Gasolina aviación	12,19	43.890	1,0510	0,7357	
	Gasóleo automoción	11,80	42.470	1,0170	0,8467	
	Otros gasóleos	11,80	42.470	1,0170	0,8467	
	Fuelóleo	11,08	39.881	0,9550		
	Alquitrán	11,08	39.881	0,9550		
	Nafta	12,19	43.890	1,0510		
	Lubricantes	11,08	39.881	0,9550		
	Coque de petróleo	8,86	31.905	0,7640		
Biogas	**GNL**	12,53	45.101	1,0800		
	Gas natural					40,474
	Metano	13,89	50.000	1,1973		
	Etano	13,20	47.510	1,1350		
	Gas de refinería	13,71	49.360	1,1820		
	Gas de coquería					19,01
	Gas de alto horno					2,89
	Biogases en general					21,77

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

	Biogás pobre					15,51
	Biogás de vertedero					20
	Biogás de depuradora					26
Carbón	**Antracita eléctrica**	5,34	19.230	0,4594		
	Antracita industrial	6,78	24.400	0,5829		
	Antracita otros sectores de consumo final	7,25	26.100	0,6235		
	Hulla eléctrica	6,28	22.600	0,5399		
	Hulla coquizable	8,21	29.550	0,7059		
	Hulla altos hornos	7,28	26.200	0,6259		
	Hulla industrial	6,69	24.100	0,5757		
	Hulla otros sectores de consumo final	7,46	26.860	0,6417		
	Carbón subbituminoso	3,71	13.370	0,3194		
	Lignito	3,71	13.342	0,3195		
	Coque de coquería	3,71	26.795	0,3195		
	Alquitrán de hulla	3,71	38.000	0,3195		

Tipo de combustible		PCI (kWh/kg)	PCI (kJ/kg)	PCI (tep/t)	PCI (tep/miles de litros)
Biomasa	**Biomasa en general**	3,92	14.123	0,3382	
	Leña y ramas	4,41	15.869	0,3800	
	Leñas tallares	2,90	10.440	0,2500	
	Leñas de podas	2,90	10.440	0,2500	
	Leñas de olivos y cultivos agrícolas	2,90	10.440	0,2500	
	Serrines y virutas	4,38	15.785	0,3780	
	Cortezas	4,23	15.242	0,3650	

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

	Astilla de pino triturada (Humedad <20%)	4,19	15.066	0,3608	
	Residuos de poda	4,35	15.660	0,3750	
	Otros reiduos forestales	3,84	13.823	0,3310	
	Biomasa de la indiustria forestal	4,06	14.603	0,3497	
	Biomasa agrícola	3,48	12.528	0,3000	
	Sarmientos de vid	3,80	13.697	0,3280	
	Ramilla de uva	3,42	12.319	0,2950	
	Hueso de aceituna	4,48	16.119	0,3860	
	Orujillo	4,38	15.785	0,3780	
	Orujo de uva	3,76	13.530	0,3240	
	Cáscara de frutos secos	4,30	15.493	0,3710	
	Cáscara de cereales	3,65	13.154	0,3150	
	Cáscara de almendra (Humedad <20%)	4,42	15.903	0,3808	
	Paja de cereales	3,67	13.196	0,3160	
	Zuro de maiz (Humedad <25%)	4,51	16.238	0,3888	
	Otros residuos agrícolas	3,84	13.823	0,3310	
	Poso de café	7,54	27.144	0,6500	
	Marro de café	6,96	25.056	0,6000	
	Residuo molienda de café	2,26	8.143	0,1950	
	Pellets en general	4,57	16.453	0,3940	
	Pellet de madera (Humedad <15%)	5,01	18.037	0,4319	
	Carbón vegetal	4,41	15.869	0,3800	
Biocarburantes	**Bioetanol**	7,48	26.931	0,6449	0,5016
	Biodiesel	10,25	36.903	0,8837	0,7882

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

Poderes caloríficos de los principales residuos

		PCI (kcal/kg)	PCI (tep/t)
CDR – RSU	**Fracción no degradable**	18.141	0,4344
	Fracción degradable	9.864	0,2362
Neumáticos	**Fracción no degradable**	30.998	0,7423
	Fracción degradable	42.094	1,0080
De vehículos fuera de uso	**Fracción no degradable**	48.784	1,1682
	Fracción degradable	28.940	0,6930
Textil, calzado, artículos de piel	**Fracción no degradable**	38.093	0,9122
	Fracción degradable	18.466	0,4422
Plásticos	**Fracción no degradable**	32.715	0,7834
Residuos líquidos de hidrocarburo	**Fracción no degradable**	34.210	0,8192
Residuos sólidos de hidrocarburos	**Fracción no degradable**	13.472	0,3226
Serrín impregnado o madera tratada	**Fracción degradable**	25.023	0,5992
Residuos orgánicos fermentables	**Fracción degradable**	5.500	0,1317
Lejías negras	**Fracción degradable**	12.528	0,3000
Papel y cartón	**Fracción degradable**	19.001	0,4550
Envases compuestos	**Fracción no degradable**	32.715	0,7834
Madera y artículos derivados	**Fracción degradable**	15.405	0,3689
Muebles	**Fracción degradable**	16.704	0,4000
Residuos domésticos especiales	**Fracción no degradable**	16.270	0,3896
Celulosa sanitaria	**Fracción degradable**	13.873	0,3322

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.12. Poder Calorífico (Cont.)

		Densidad en Std T,P (kg/m^3)	Proporción HHV a LHV contenido energético	PCI (MJ/L)	PCI (MJ/kg)	PCS (MJ/L)	PCS (MJ/kg)	Intensidad de carbón (g CO_2 – eq / MJ PCI)
Petróleo Crudo		856 ± 24	1.052 ± 0.001	36.84 ± 1.05	43.05 ± 1.40	38.76 ± 1.10	45.30 ± 1.47	73.5 ± 2.6
Gasolina		741 ± 4	1.063 ± 0.015	32.70 ± 0.44	44.15 ± 0.74	34.77 ± 0.47	46.94 ± 0.70	70.8 ± 4.4
Diesel		837 ± 8	1.063 ± 0.011	35.94 ± 0.45	42.91 ± 0.46	38.19 ± 0.47	45.60 ± 0.49	74.3 ± 2.3
Fuel Oil		959 ± 17	1.058 ± 0.008	39.21 ± 1.09	40.87 ± 0.94	41.50 ± 1.15	43.26 ± 1.00	77.8 ± 2.1
GLP		533 ± 18	1.077 ± 0.008	24.67 ± 0.80	46.28 ± 0.74	26.57 ± 0.86	49.84 ± 0.80	63.9 ± 2.1
Keroseno		807 ± 6	1.053 ± 0.001	35.24 ± 0.41	43.69 ± 0.51	37.10 ± 0.43	45.99 ± 0.54	72.0 ± 1.8
	(35 MPa)	23.65 ± 0.09		2.837 ± 0.003		3.355 ± 0.004		
	(70 MPa)	39.69 ± 0.16	1.183 ± 0.001	4.761 ± 0.005	119.95 ± 0.13	5.631 ± 0.006	141.88 ± 0.16	0
	(líquido)	72.41 ± 0.72		8.685 ± 0.010		10.273 ± 0.011		
		(kg/m^3)	**(PCS/PCI)**		**(MJ/kg)**		**(MJ/kg)**	**(g/MJ PCI)**
Carbón			1.050 ± 0.004	–	25.75 ± 2.64	–	27.05 ± 2.77	95.7 ± 7.0
		(kg/ m^3)	**(PCS/PCI)**	**(MJ/ m^3)**	**(MJ/kg)**	**(MJ/ m^3)**	**(MJ/kg)**	**(g/MJ PCI)**
Gas Natural		0.768 ± 0.039	1.109 ± 0.003	35.22 ± 2.22	45.86 ± 3.95	39.05 ± 2.47	50.84 ± 4.38	56.9 ± 3.4
Hidrógeno	**(1 atm.)**	0.0838 ± 0.0008	1.183 ± 0.001	10.05 ± 0.01	119.95 ± 0.13	11.88 ± 0.01	141.88 ± 0.16	0

The Energy and Fuel Data Sheet Iain Staffell, University of Birmingham, UK

ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.12. Poder Calorífico (Cont.)

	PM (kg/kmol)	PCI (J/mol)		PCS (J/mol)		Z (factor de compresibilidad)	
		T(273K)	T(288K)	T(273K)	T(288K)	T(288K)	T(473K)
Butano (C_4H_{10})	58,12	2658030,9	2657606	2883355	2879766	0,966612	0,993875
Monóxido de Carbono (CO)	28,01	282799,2	282911	282799,2	282911	0,999537	1,000352
Decano ($C_{10}H_{22}$)	142,28	6346988,4	6346154	6842702	6834907	0,008088	0,950315
Etano (C_2H_6)	30,07	1429151,7	1428848	1564346	1562144	0,991666	0,998441
Etileno (C_2H_4)	28,05	1323416	1323258	1413546	1412122	0,993696	0,998881
Heptano (C_7H_{16})	100,20	4502365,7	4501730	4862885	4857187	0,006079	0,979129
Hexano (C_6H_{14})	86,18	3887791,2	3887222	4203246	4198247	0,005418	0,985483
Ácido sulhídrico H_2S	34,08	517871,31	517948	562936,2	562380,1	0,99159	0,998313
Isobutano (C_4H_{10})	58,12	2648883	2648425	2874208	2870586	0,970739	0,994273
Isohexano (C_6H_{14})	86,18	3880188	3879598	4195642	4190623	0,005469	0,986366

Isopentano (C_5H_{12})	72,15	3265619	3265087	3536008	3531680	0,004818	0,990671
Metano (CH_4)	16,04	802845,5	802700,7	892975,3	891564,8	0,998044	0,999895
Metanol (CH_4O)	32,04	676552,18	676305,6	766682	765169,8	0,001681	0,994545
Neopentano (C_5H_{12})	72,15	3251359,1	3250849	3521749	3517441	0,958953	0,99202
Nonano (C_9H_{20})	128,26	5732275,1	5731506	6182924	6175827	0,007415	0,962881
Octano (C_8H_{18})	114,23	5116829,8	5116128	5522414	5516017	0,00675	0,972068
Parahidrógeno (H_2)	2,02	241534,79	241705	286599,7	286137,1	1,000598	1,000415
Pentano (C_5H_{12})	72,15	3272517,4	3272014	3542907	3538606	0,004775	0,989915
Propano (C_3H_8)	44,10	2043772,6	2043374	2224032	2221102	0,982171	0,996442
Propileno (C_3H_6)	42,08	1926375,6	1926136	2061570	2059432	0,984166	0,996767

Fuente: Elaboración propia a partir de datos extraídos de NIST Standard Reference Database 23 v.9

ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

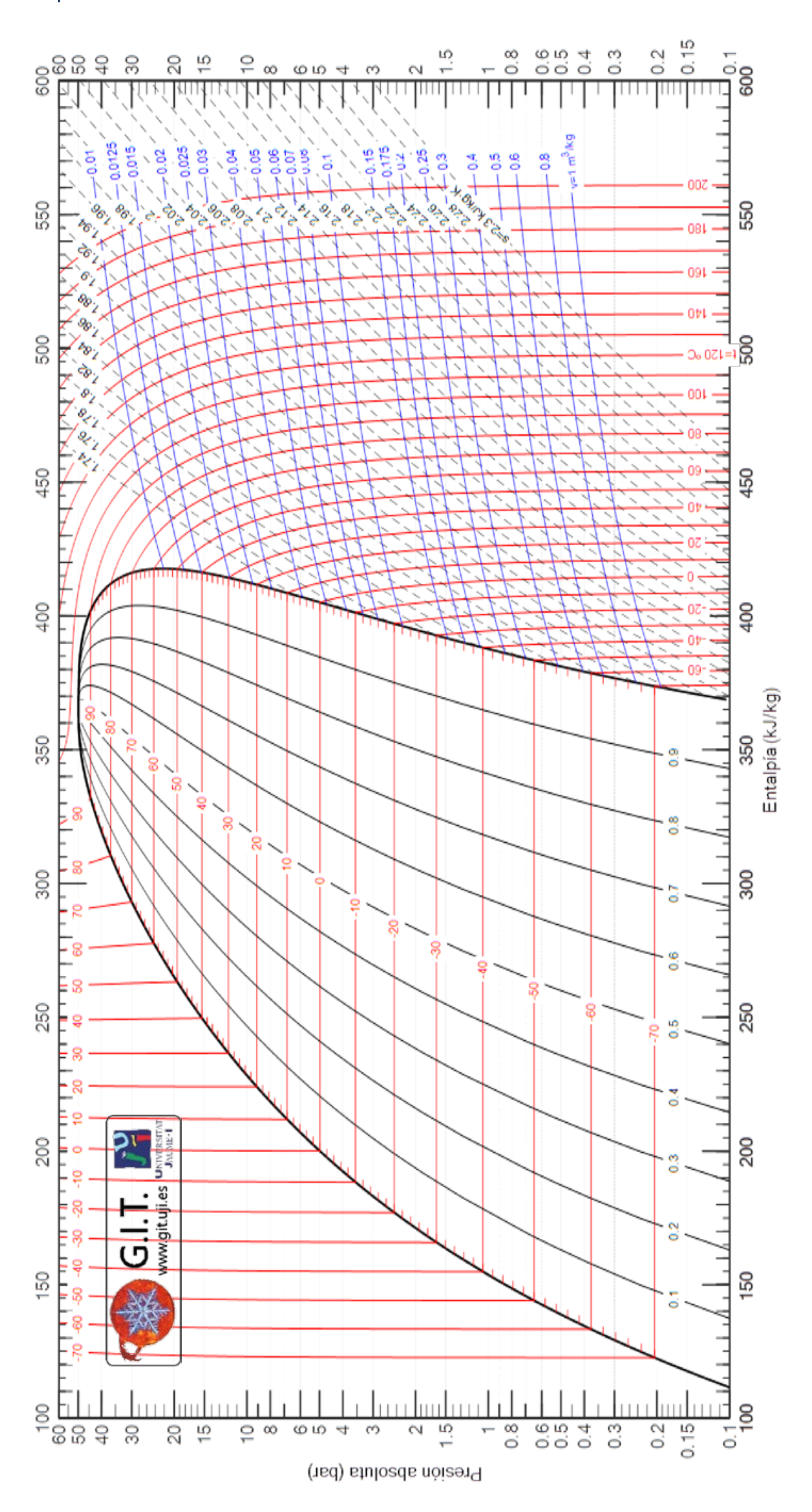
AP.13. Diagramas p – h de los principales refrigerantes

Todos los diagramas mostrados a continuación se han desarrollado tomando la Referencia: Instituto Internacional del Frío. h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg · K) líquido saturado a T = 0 °C.

Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v9.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.

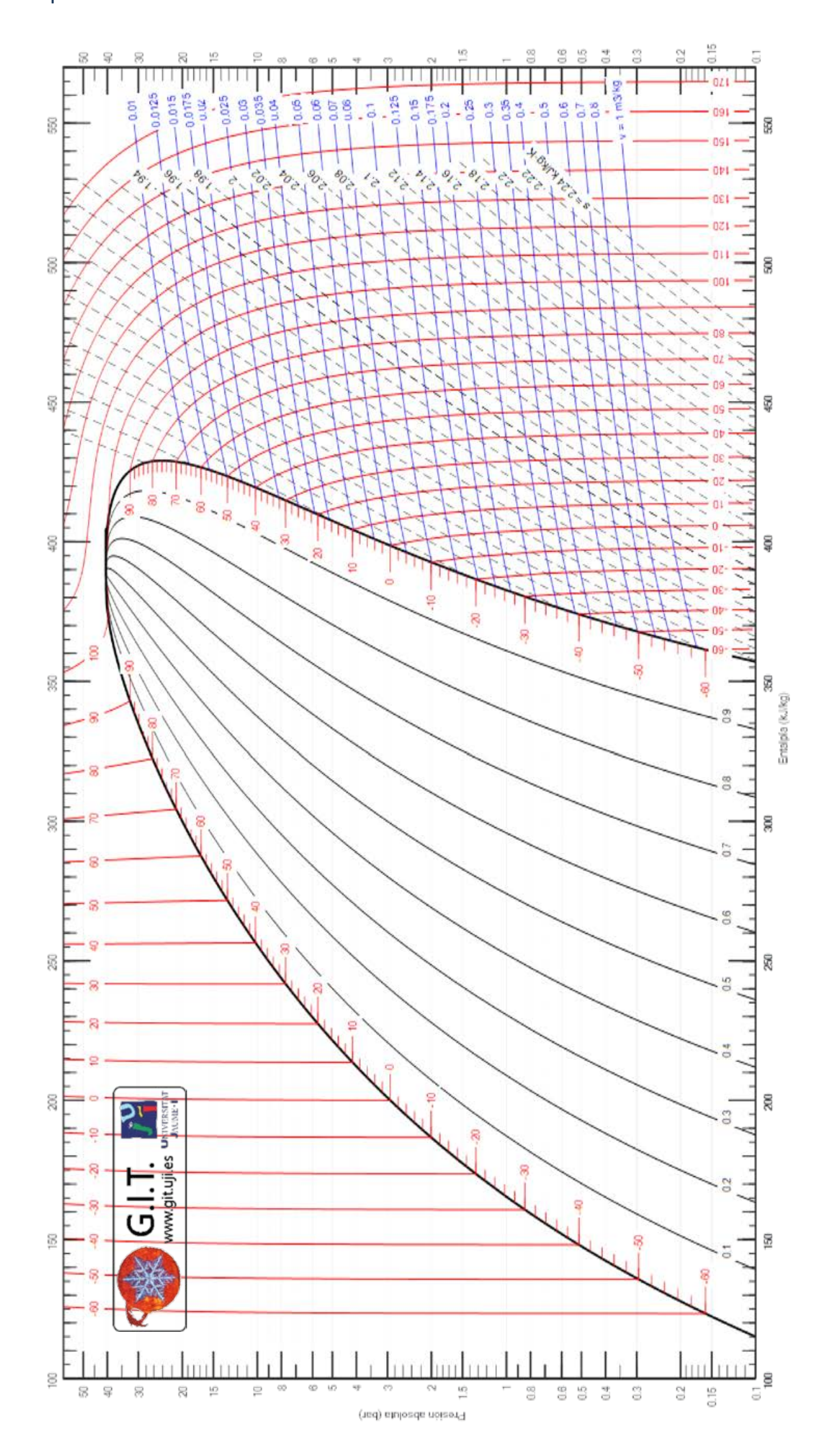
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.1. Diagrama p – h del R22



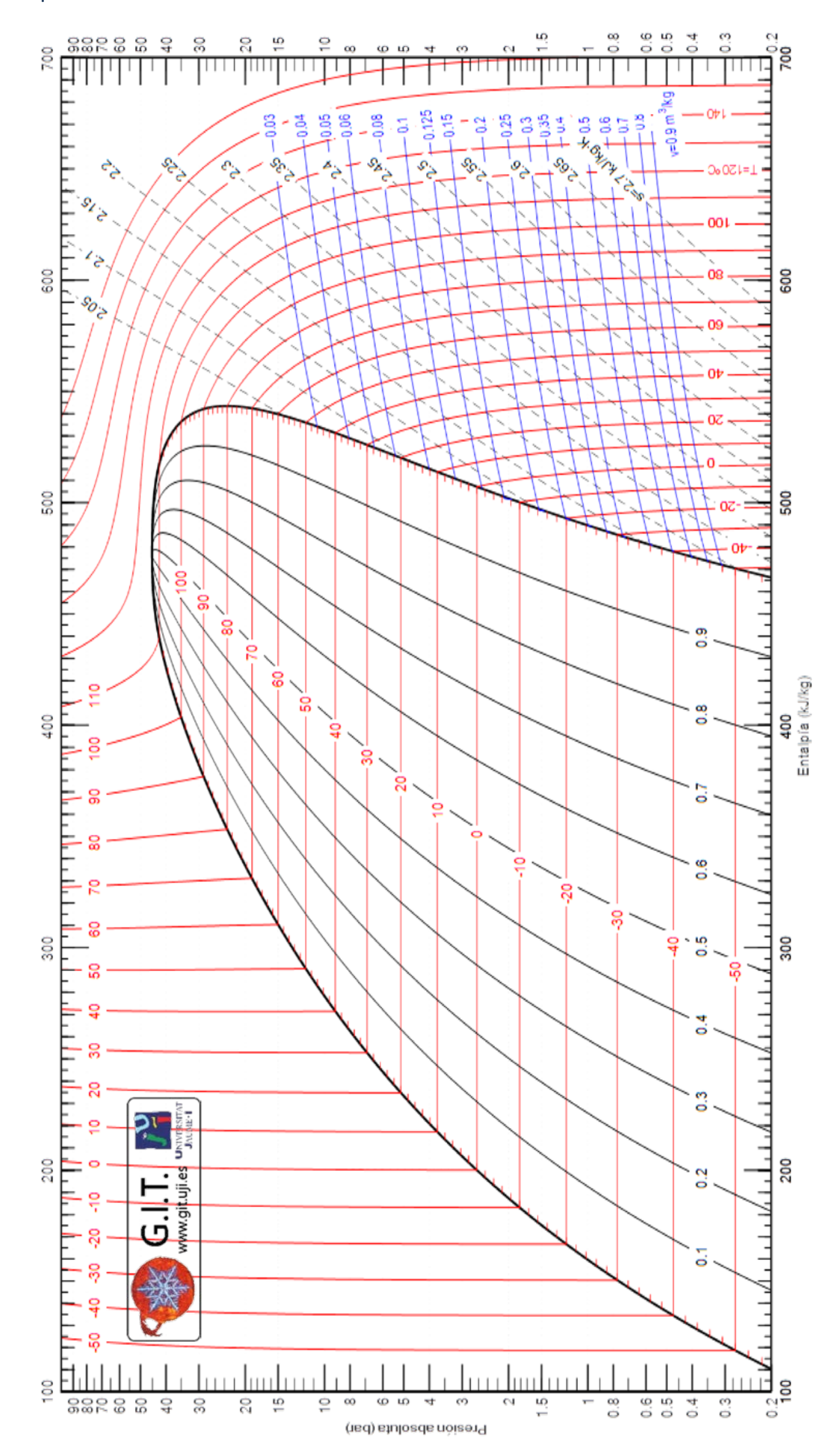
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.2. Diagrama p – h del R134a



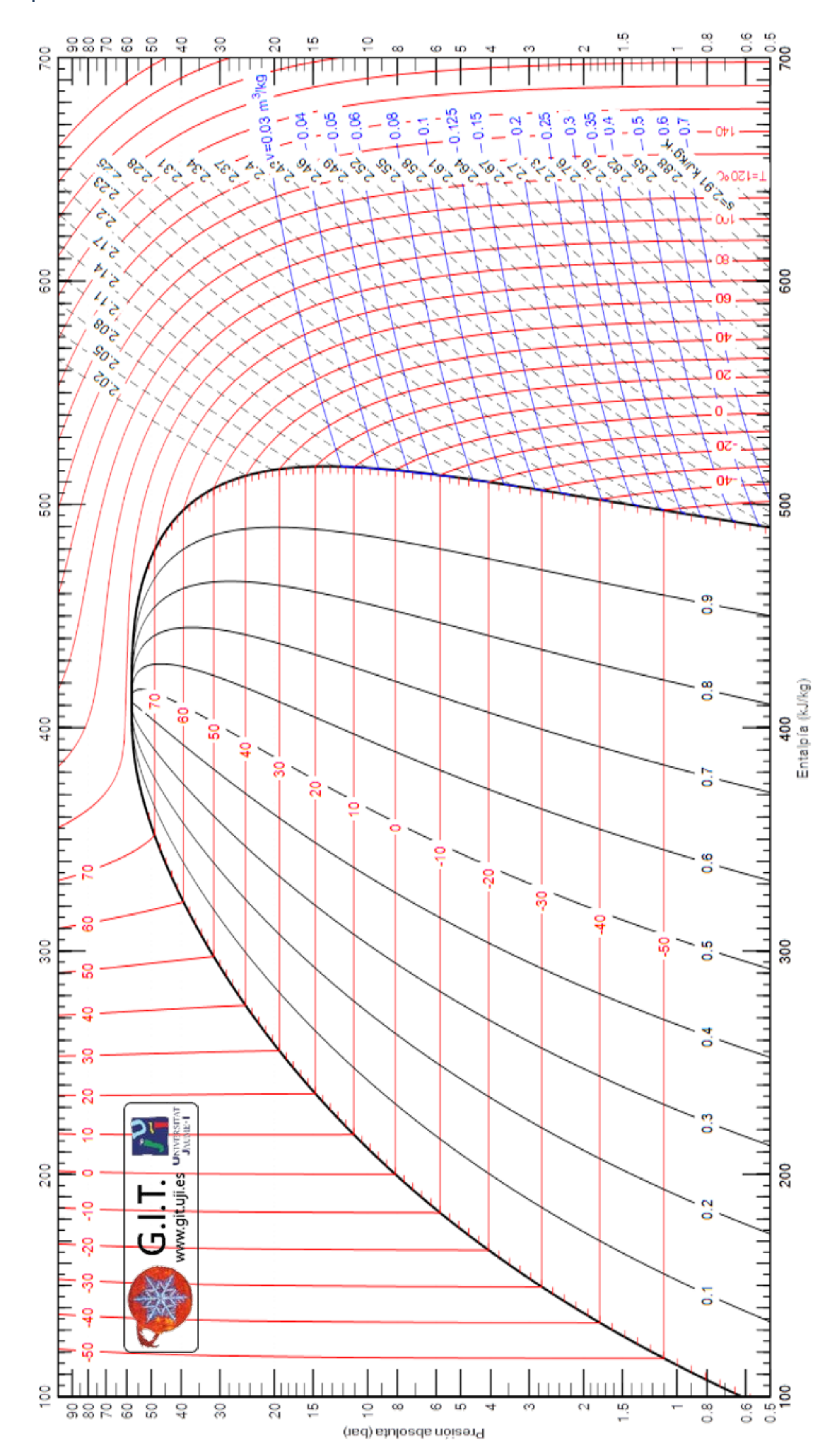
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.3. Diagrama p – h del R152a



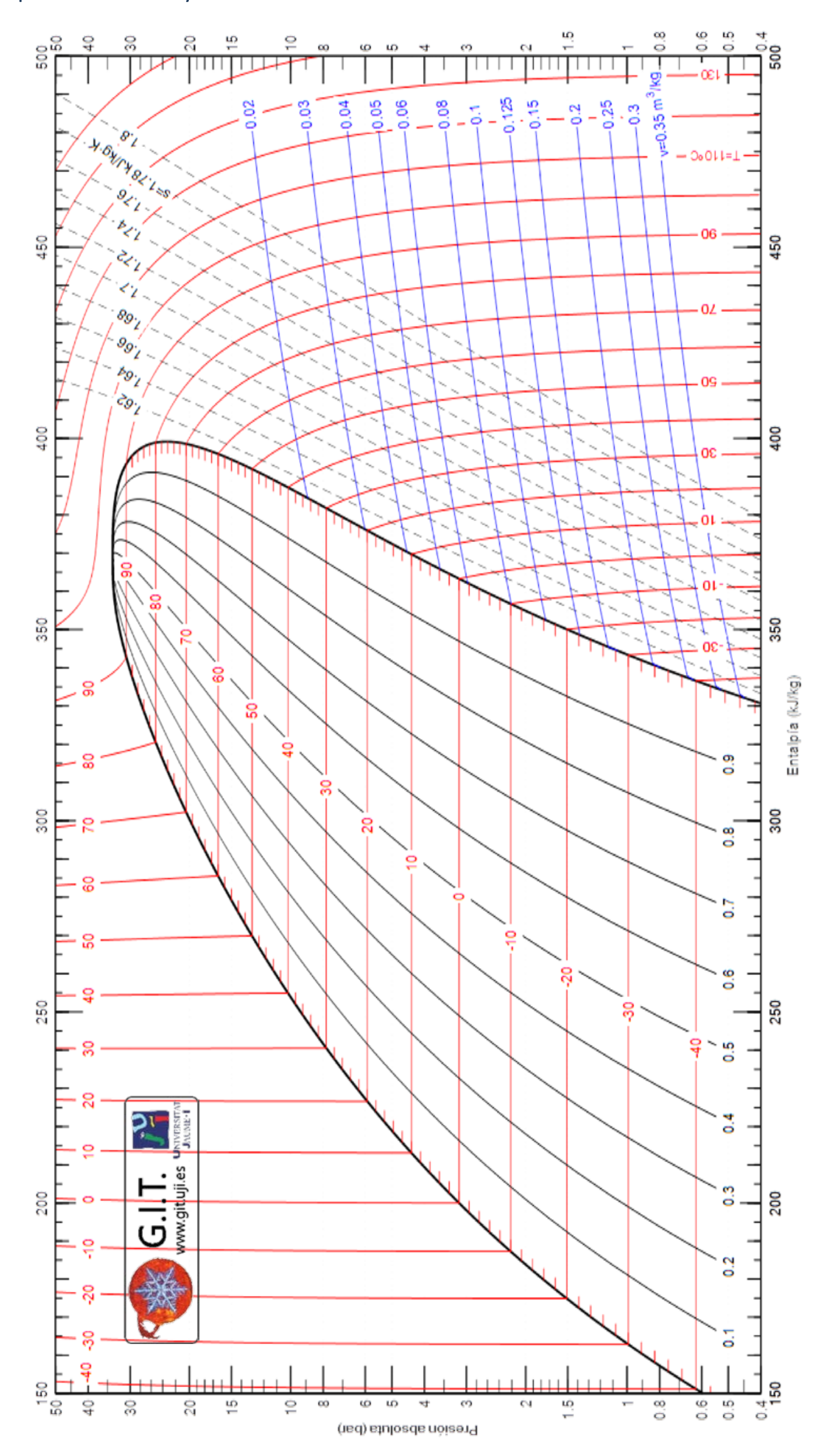
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.4. Diagrama p – h del R32



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

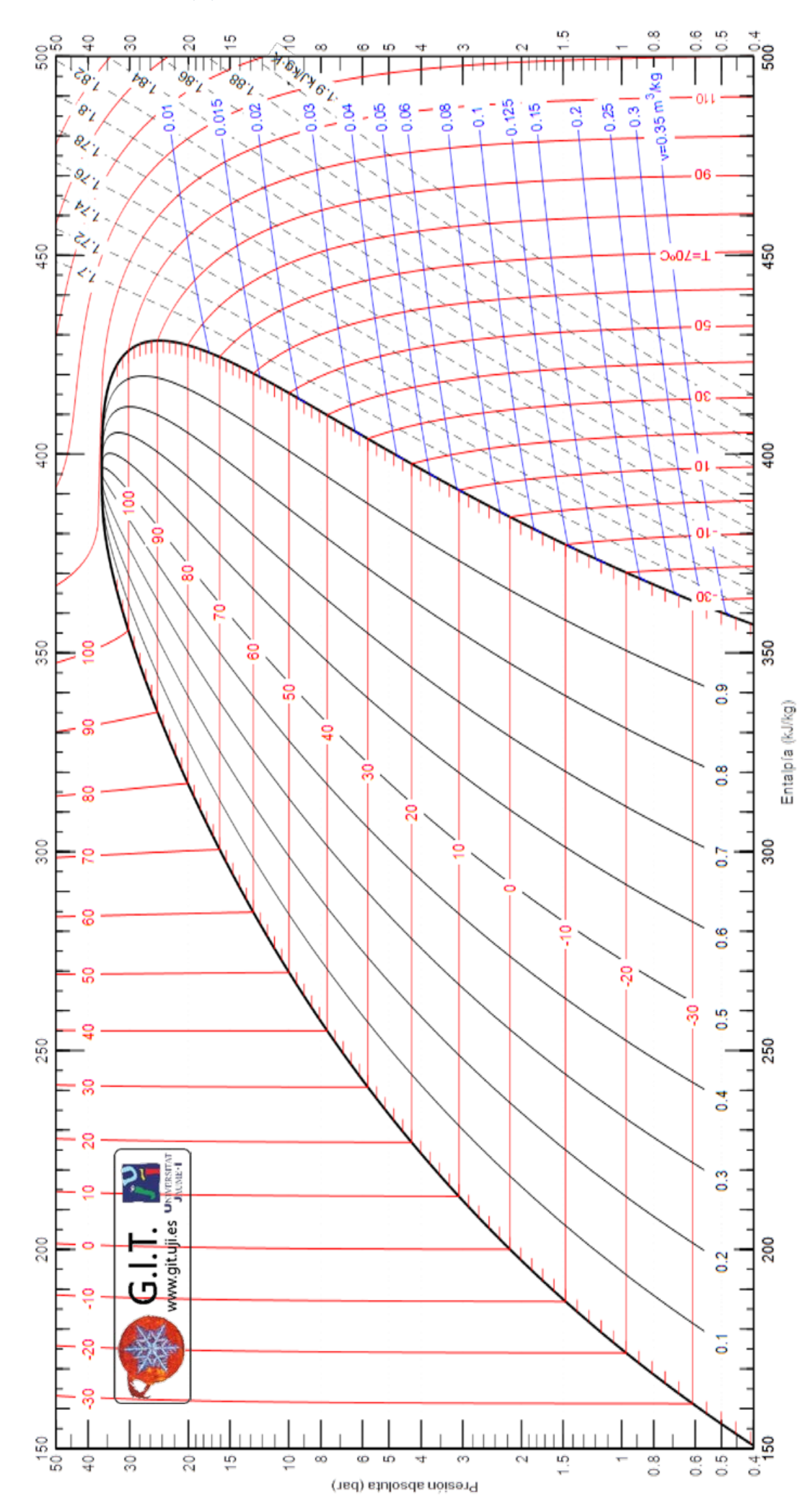
AP.13.5. Diagrama p – h del R1234yf



R. Cabello López, R. Llopis Doménech, D. García Sánchez-Vacas

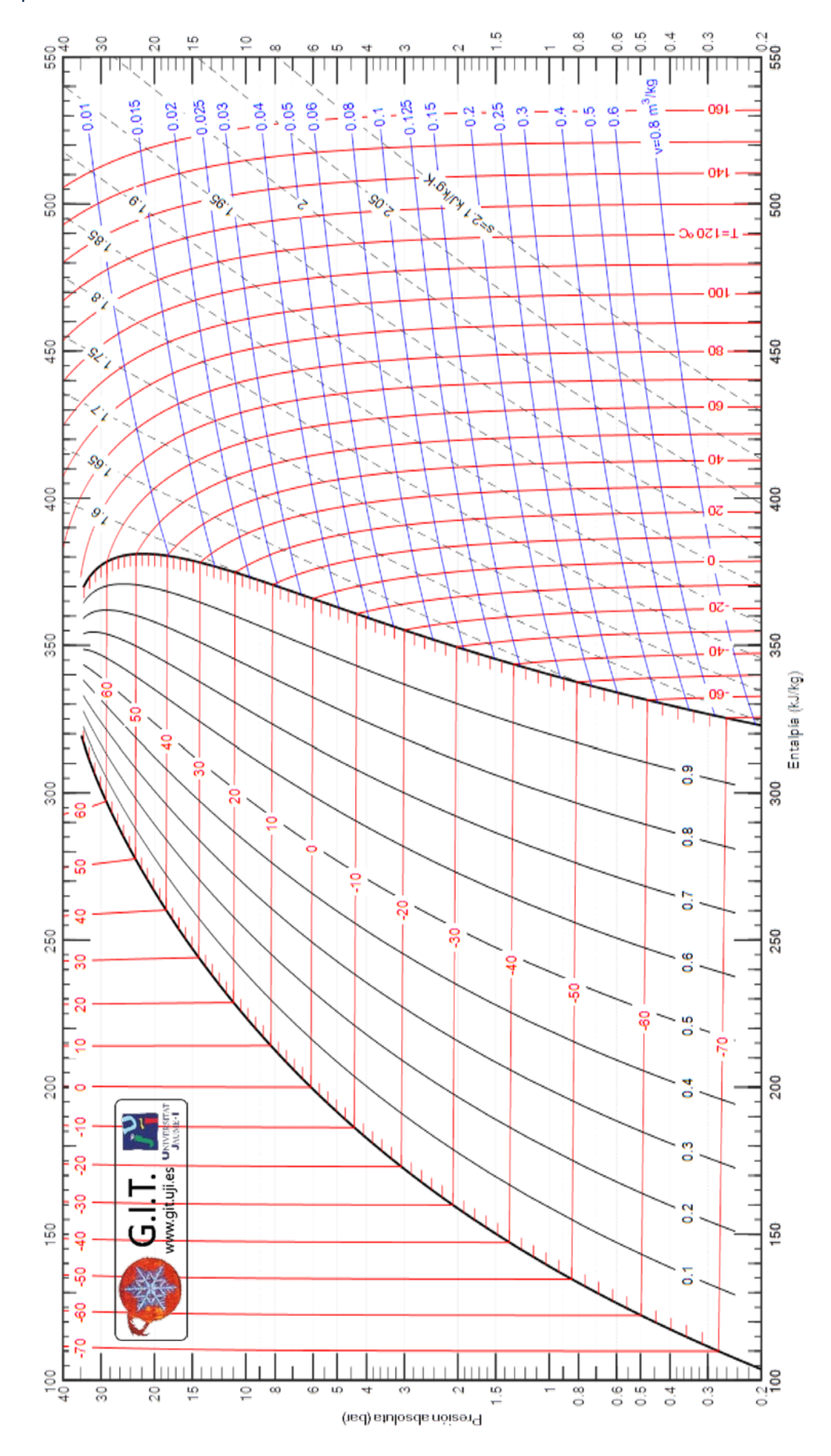
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.6. Diagrama p – h del R1234ze(E)

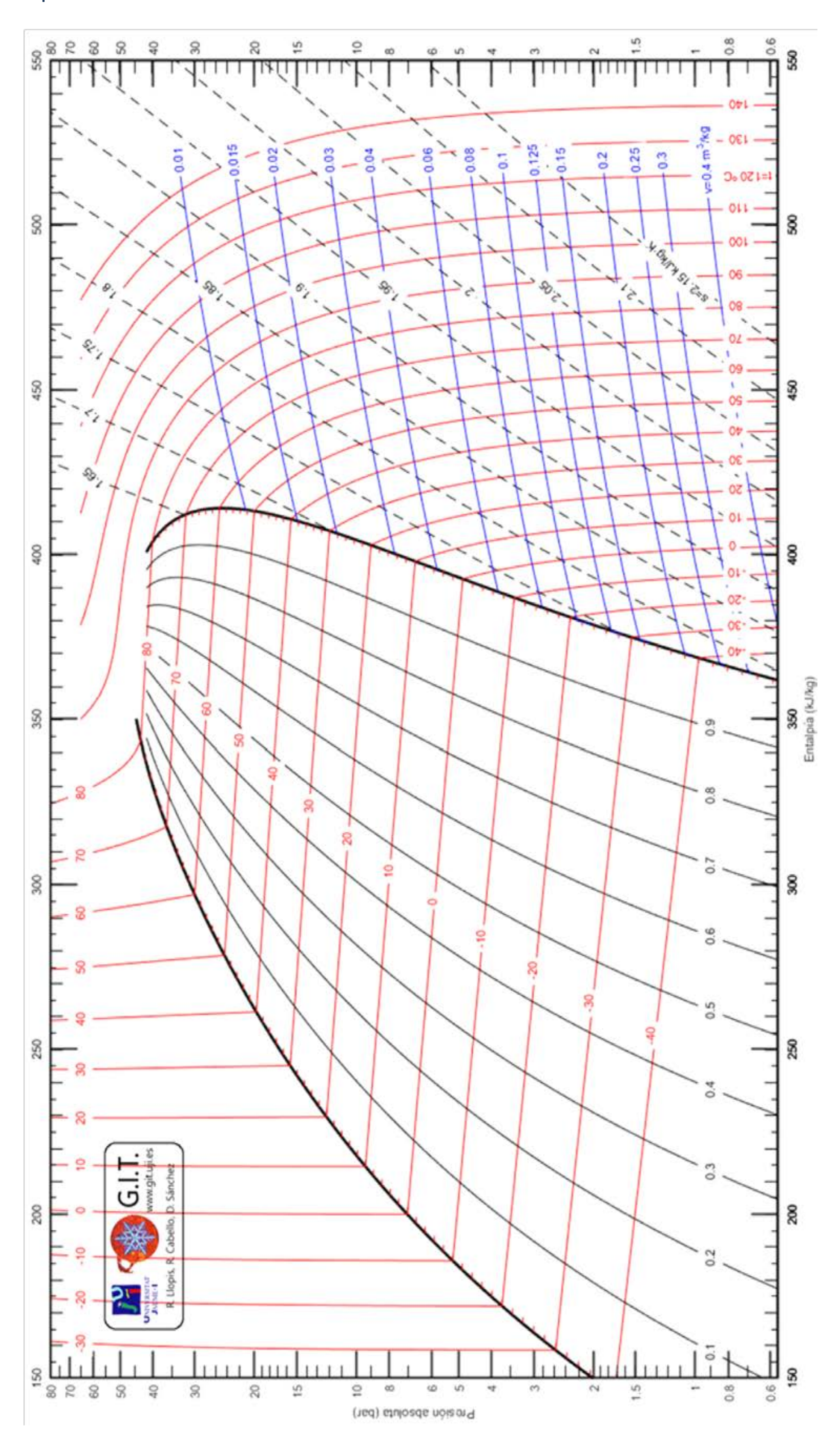


ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.7. Diagrama p – h del R404A

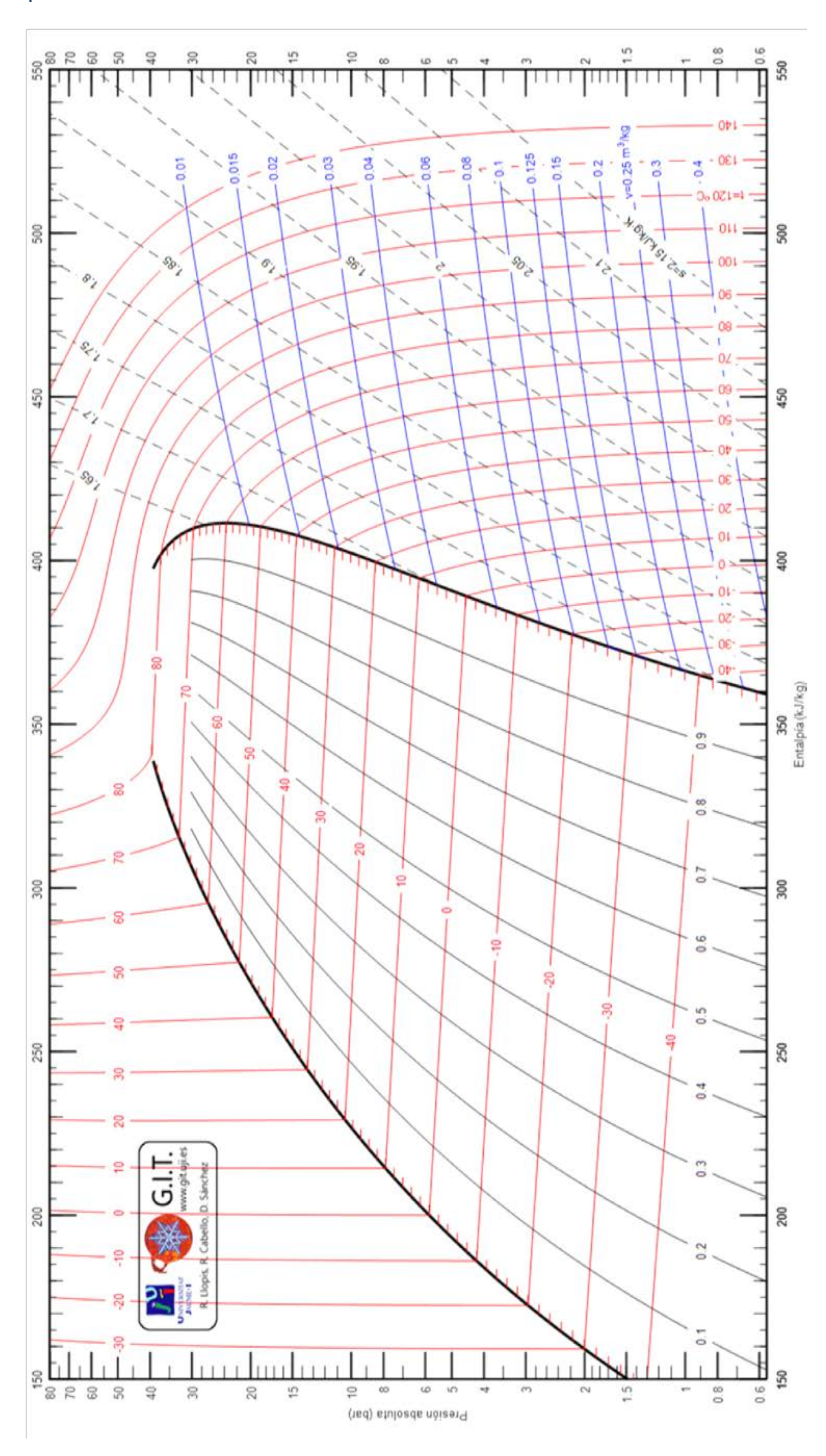


AP.13.8. Diagrama p – h del R455A



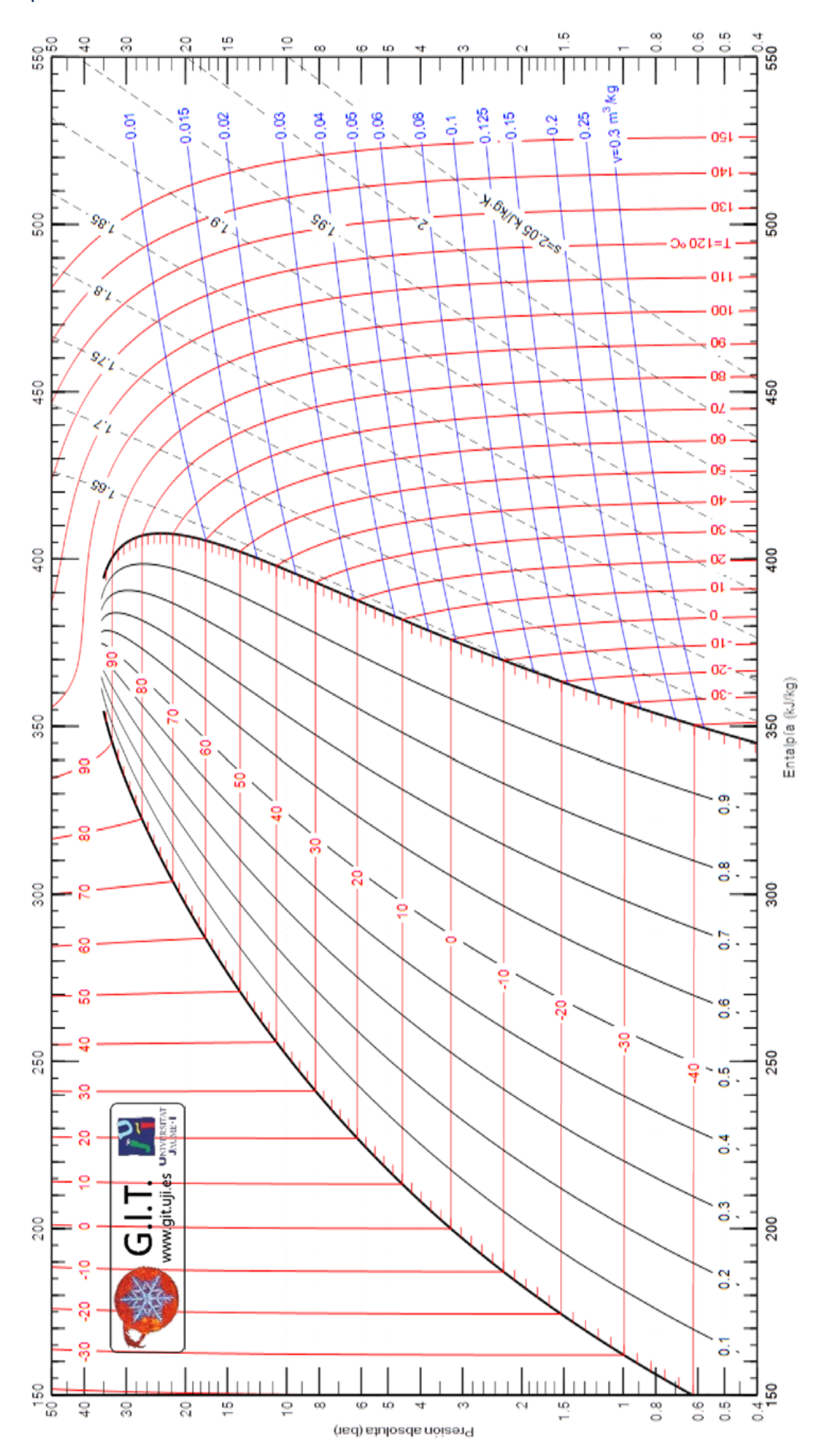
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.9. Diagrama p – h del R454C



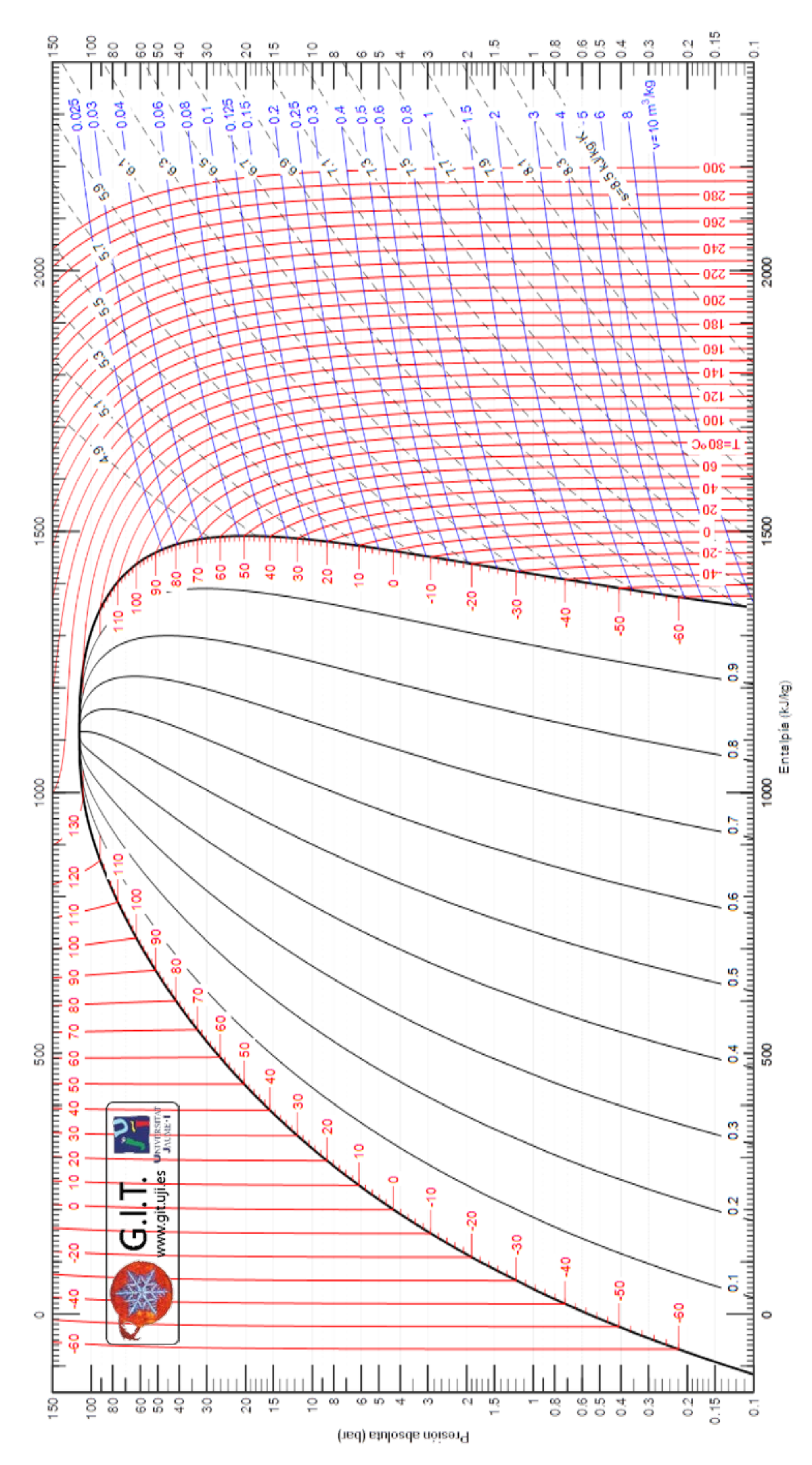
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.10. Diagrama p – h del R513A



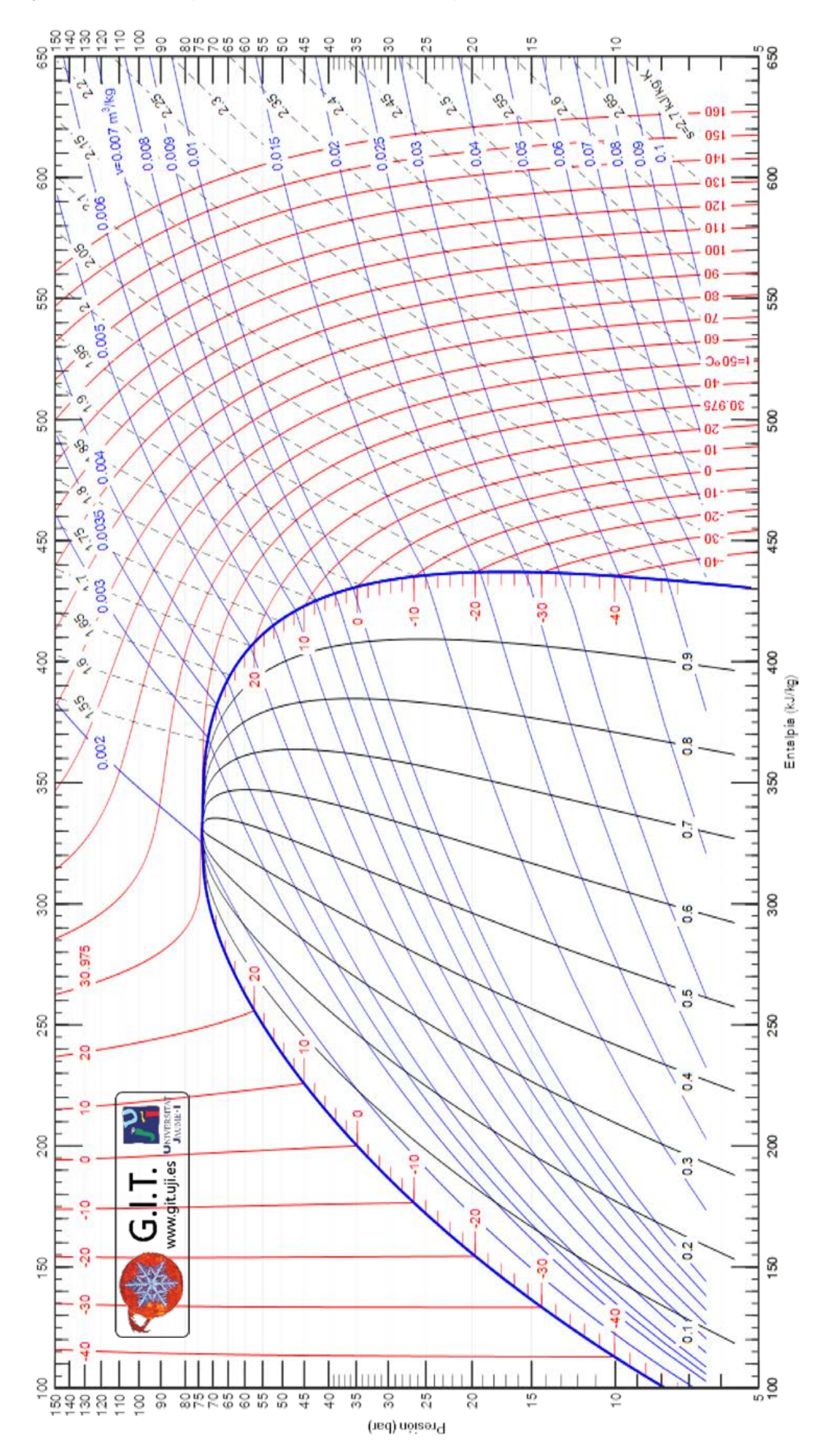
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.11. Diagrama p – h del R717 (amoniaco, NH_3)



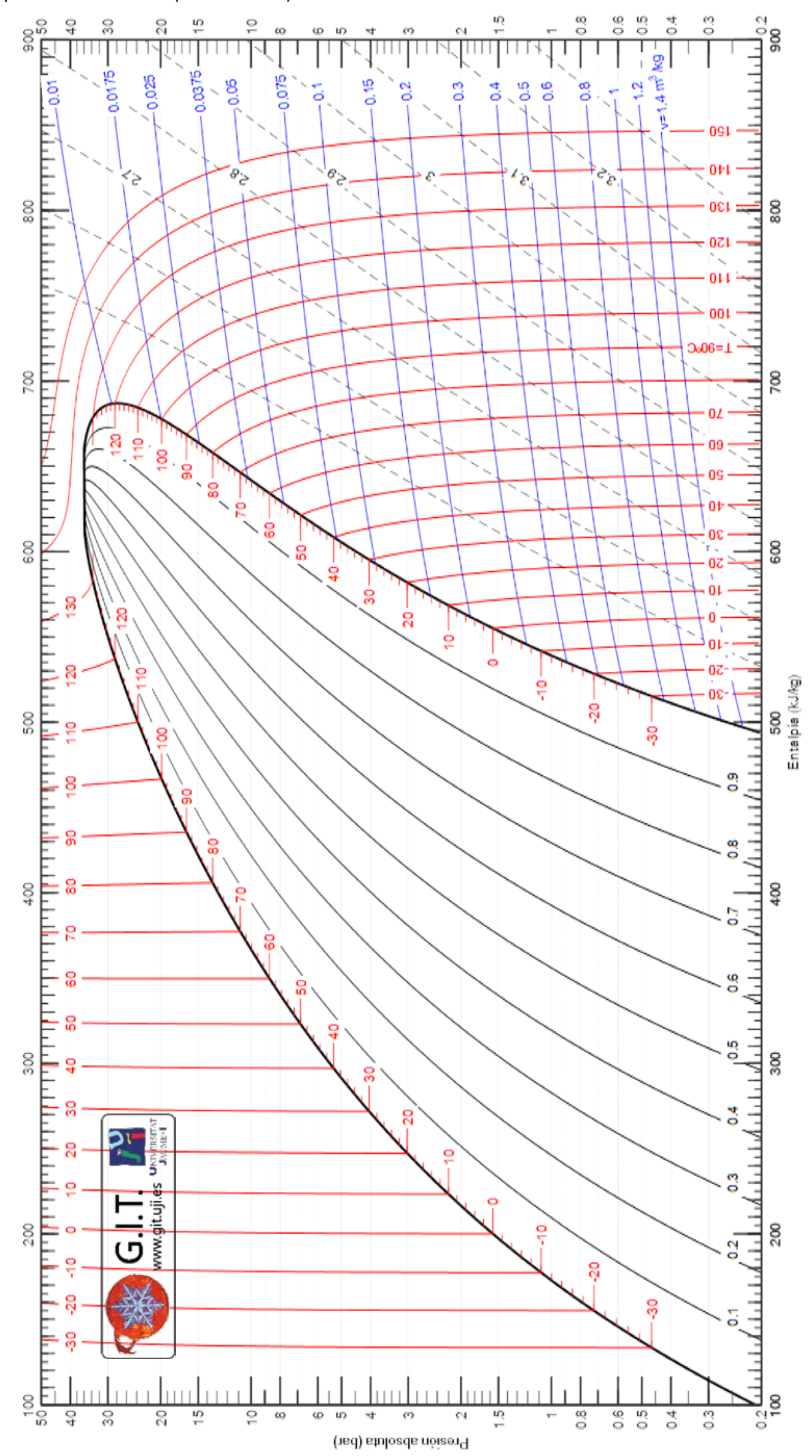
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.12. Diagrama p – h del R744 (dióxido de carbono, CO_2)



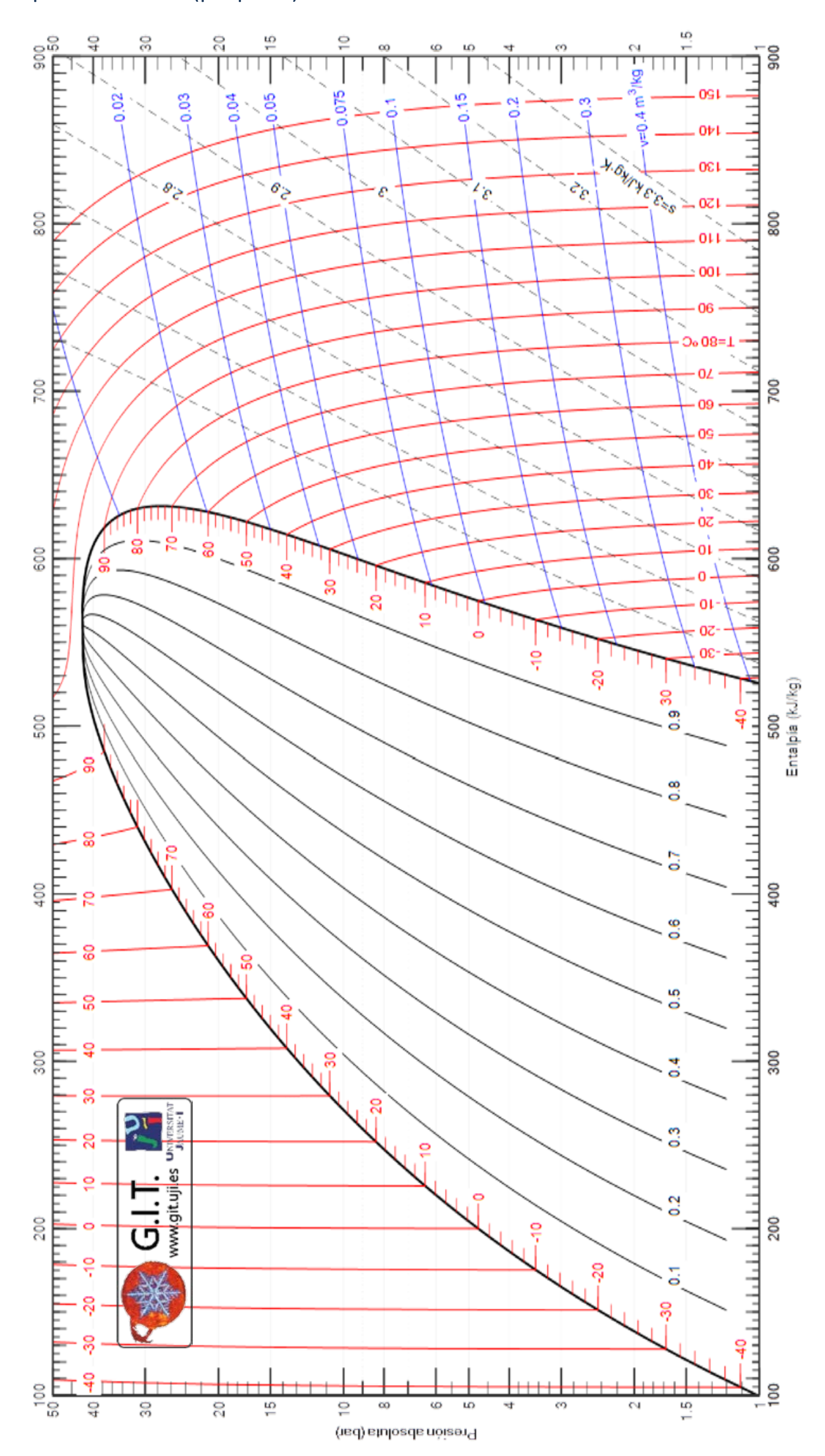
ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.13. Diagrama p – h del R600a (isobutano)



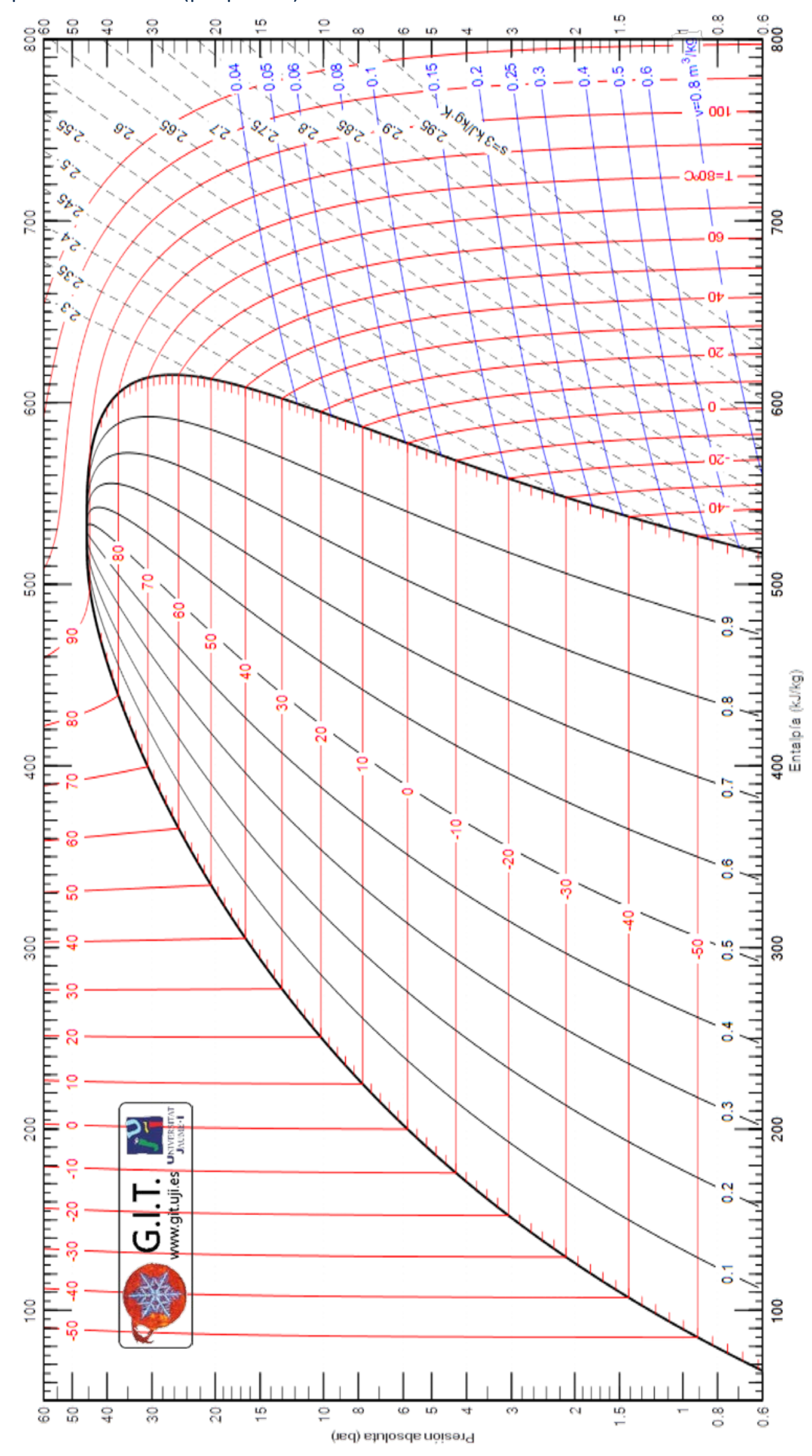
ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.14. Diagrama p – h del R290 (propano)



ISBN: 978-84-17900-01-4 DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155

AP.13.15. Diagrama p – h del R1270 (propileno)



ISBN: 978-84-17900-01-4
DOI: http://dx.doi.org/10.6035/Sapientia155